

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**  
**FAKULTA STROJNÍ**  
**Katedra částí a mechanismů strojů**

**Návrh a konstrukce pohonu motokáry**

**Design of a Kart Drive**

**Student:**

**Bc. Jan Šatný**

**Vedoucí diplomové práce:**

**doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

**Ostrava 2009**



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Návrh a konstrukce pohonu motokáry

*Design of a Kart Drive*

<b>Student:</b>	Bc. Šatný Jan
<b>Studijní obor:</b>	3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
<b>Specializace:</b>	3909T001-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
<b>Pracoviště:</b>	Katedra částí a mechanismů strojů – 347

### Zásady pro zpracování:

1. Proved'te průzkum stavu konstrukce pohonu motokáry.
2. Navrhnete variantní řešení pohonů a zhodnotíte jejich klady a zápory. Při práci spolupracujte s panem Ondřejem Drozdem který bude řešit design a kapotáž motokáry.
3. Proved'te konstrukční řešení zvoleného typu pohonu. Při řešení spolupracujte na řešení konstrukce rámu motokáry prováděné panem Bc. Vítem Šatným. Při návrhu vezměte v úvahu i použití motoru firmy Briggs & Stratton.
4. Proved'te pevnostní a dynamickou kontrolu namáhaných součástí.
5. Zpracujte podrobný sestavný výkres pohonu včetně kusovníku a dle určení vedoucího práce také výrobní výkresy vybraných dílů. Sestavný výkres může být komplexní, společný s výše uvedenými řešiteli.

**Pokyny pro zpracování:**

**Rozsah práce:** min. 60 stran textu včetně příloh, výkresová dokumentace dle zadání.

**Seznam doporučené literatury:**

- BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů I - Spoje*. Brno: VUT Brno, 1987
- BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů - svazek I*. Praha: SNTL, 1990
- NĚMEC, J. A KOL. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.
- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- FARANA, R. AJ. *Zpracování závěrečných textů z oblasti automatizace a informatiky*. Včetně anglicko-českého slovníku automatizační techniky a řízení. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. 116 s. ISBN 80-248-0557-X.
- PETRUŽELKA, J. *Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci* [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z www: <URL: <http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf>>.

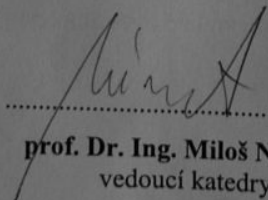
**Vedoucí diplomové práce:** doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

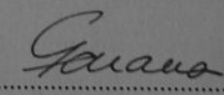
**Konzultant:**

**Datum zadání diplomové práce:** 21. listopadu 2008

**Akademický rok:** 2008/2009



  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan

V Ostravě dne 19. října 2008

### Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....  
podpis studenta

### **Prohlašuji, že**

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledky obhajoby.

V Ostravě 22. 5. 2009

.....

podpis studenta

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

Bc. Šatný, J., *Návrh a konstrukce pohonu motokáry.*

Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB - TU

Ostrava, 2009.

Diplomová práce, vedoucí: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

Úkolem diplomové práce bylo navrhnout a zkonstruovat pohon motokáry. Navrhnul jsem nový způsob řešení přenosu kroutícího momentu. Používám přenos točivého momentu z motoru ozubeným řemenem a doplnil jsem pohon odstředivou rozběhovou spojkou která nemusí pracovat v olejové lázni. Součástí diplomové práce bylo ověření skutečného kroutícího momentu na zadní ose motokáry. Výsledky naměřené v porovnání s vypočítanými byly téměř shodné, odchylka se pohybovala maximálně do 10%. Zadní osu motokáry jsem zkontroloval staticky i na únavové poškození. Zde jsem využil vyhodnocené spektrum naměřeného zatížení s amplitudovou schematizací Rainflow.

## **ANOTATION OF DIPLOMA THESIS**

Bc. Šatný, J., *Design of Kart Drive.*

Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava, 2009.

Supervisit: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

The target of diploma thesis was design and construction of cart drive. I have designed new method transfer of torque. I use transfer of torque by timing belt with implement centrifugal clutch, which do not need oil bath. The part of diploma thesis was checking of actual torque on the rear axis of cart. I have compared calculated and measured results, values were practically same. Divergence was up to 10%. I have checked rear axis on static and fatigue damage. In this point I have use evaluated spectra of measured load with Rainflow amplitude scheme.

# Obsah

<b>1. ÚVOD .....</b>	<b>12</b>
<b>2. CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE.....</b>	<b>13</b>
<b>3. PŘEHLED STÁVAJÍCÍHO STAVU.....</b>	<b>14</b>
<b>4. PRŮZKUM TRHU V ČR A VE SVĚTĚ.....</b>	<b>15</b>
<b>5. ROZDĚLENÍ MOTOKÁR.....</b>	<b>16</b>
<b>6. BUDOUCNOST MOTOKÁR .....</b>	<b>22</b>
<b>7. ZVOLENÁ VARIANTA MOTOKÁRY.....</b>	<b>23</b>
<b>8. VOLBA MOTORU .....</b>	<b>24</b>
<b>9. TENZOMETRICKÉ MĚŘENÍ TOČIVÉHO MOMENTU NA MOTOKÁŘE .....</b>	<b>25</b>
9.1 PRINCIP TENZOMETRIE.....	25
9.2 ZAPOJENÍ DO WHEATSTONOVA MŮSTKU .....	27
9.3 MÍSTO UMÍSTĚNÍ TENZOMETRU .....	28
9.4 INSTALACE TENZOMETRU .....	29
9.5 STANOVENÍ MĚŘÍTKA .....	32
<b>10. VÝPOČET Odstředivé SPOJKY.....</b>	<b>38</b>
10.1 MOMENT POTŘEBNÝ K UVEDENÍ MOTOKÁRY DO POHYBU .....	38
10.2 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH SPOJKY.....	39
<b>11. VÝPOČET ŘEMENOVÉ PŘEVODU .....</b>	<b>43</b>
11.1 VOLBA ŘEMENU.....	43
11.2 VOLBA ŘEMENIC A URČENÍ SOUČINITELŮ C .....	44
11.3 VÝPOČET DÉLKY ŘEMENE.....	45
11.4 VÝPOČET SKUTEČNÉ OSOVÉ VZDÁLENOSTI.....	45
11.5 ÚHEL OPÁSÁNÍ MALÉ ŘEMENICE .....	46
11.6 POČET ZUBŮ V ZÁBĚRU.....	46
11.7 JMENOVITÝ PŘENOSITELNÝ VÝKON, SOUČINITEL BEZPEČNOSTI ŘEMENU.....	46
11.8 VÝPOČET OBVODOVÉ SÍLY $F_v$ .....	47
11.9 DOVOLENÁ SÍLA V ŘEMENU .....	47
11.10 VÝPOČÍTANÁ SÍLA V ŘEMENU .....	48
11.11 VÝPOČET SÍLY $F_v$ Z NAMĚŘENÝCH HODNOT .....	48
11.12 VÝPOČET SÍLY NAPÍNACÍ Kladky .....	49
11.13 VÝPOČET DRUHÉHO ŘEMENOVÉHO PŘEVODU .....	50
<b>12. VÝPOČET KOTOUČOVÉ BRZDY .....</b>	<b>52</b>
12.1 STANOVENÍ BRZDNÉHO ZRYCHLENÍ.....	52
12.2 BRZDĚNÍ SE ZABLOKOVANÝMI KOLY .....	54
12.3 BRZDĚNÍ BEZ ZABLOKOVANÝCH KOL .....	55
12.4 VYHODNOCENÍ .....	55

12.5 KONTROLA ZVOLENÉ BRZDY .....	56
<b>13. PEVNOSTNÍ KONTROLA ZADNÍ OSY.....</b>	<b>57</b>
13.1 TVAROVÝ SOUČINITEL.....	57
13.2 VRUBOVÝ SOUČINITEL.....	58
13.3 SOUČINITEL VELIKOSTI.....	58
13.4 SOUČINITEL JAKOSTI POVRCHU.....	58
13.5 MEZ ÚNAVY VRUBOVANÉ SOUČÁSTI.....	58
13.6 NAPĚTÍ VYVOLANÉ BRZDNÝM MOMENTEM.....	59
<b>14. KONTROLA LOŽISEK.....</b>	<b>61</b>
14.1 JEHLOVÉ LOŽISKO NA VÝSTUPNÍM HŘÍDELI Z MOTORU .....	61
14.2 VALIVÁ LOŽISKA NA PŘEDLOHOVÉM HŘÍDELI.....	62
14.3 VALIVÁ LOŽISKA NA ZADNÍ OSE MOTOKÁRY .....	64
<b>15. KONTROLA PER.....</b>	<b>67</b>
<b>16. ZÁVĚR.....</b>	<b>69</b>
<b>17. POUŽITÁ LITERATURA .....</b>	<b>71</b>
<b>18. PŘÍLOHY .....</b>	<b>72</b>



## Seznam použitého značení

$F$	napínací síla	[N]
$F_1$	síla od řemenice	[N]
$F_2$	síla od řemenice	[N]
$F_{ad}$	adhezní síla	[N]
$F_b$	brzdná síla	[N]
$F_f$	síla odporu valení	[N]
$F_N$	normálová síla	[N]
$F_{od}$	odstředivá síla pro všechny čelisti	[N]
$F_p$	síla pístků	[N]
$F_s$	síla pružiny	[N]
$F_{stat}$	skutečná síla v řemenu	[N]
$F_T$	třecí síla	[N]
$F_u$	přípustná síla v řemenu	[N]
$F_v$	obvodová síla	[N]
$G$	modul pružnosti ve smyku	[MPa]
$J$	moment setrvačnosti	[kg·m <sup>2</sup> ]
$L$	skutečná délka řemene	[mm]
$L_w$	délka řemene	[mm]
$M$	naměřený krouticí moment na hřídeli z motoru	[Nm]
$M_1$	moment od motokáry k zadní ose	[Nm]
$M_2$	moment zadní osy	[Nm]
$M_B$	brzdný moment	[Nm]
$M_c$	celkový brzdý moment	[Nm]
$M_f$	moment odporu valení	[Nm]
$M_k$	krouticí moment	[Nm]
$N_c$	bázový počet cyklů	[-]
$P$	výkon motoru	[kW]
$P_N$	jmenovitý přenositelný výkon	[kW]
$P_R$	maximální přenositelný výkon	[kW]
$R$	odpor	[Ω]
$R'$	změna odporu	[Ω]

$R_A$	reakční síla	[N]
$R_B$	reakční síla	[N]
$R_{Bt}$	ročníkový odpor tenzometru	[k $\Omega$ ]
$R_T$	odpor tenzometru	[ $\Omega$ ]
$S$	průřez vodiče	[mm <sup>2</sup> ]
$S_p$	plocha pístku	[mm <sup>2</sup> ]
$T$	volná vzdálenost řetězu	[mm]
$U_B$	kalibrační napětí	[V]
$W_k$	modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$Y$	funkce rozteče zubů a šířky řemene	[-]
$a$	skutečná osová vzdálenost	[mm]
$a_b$	brzdné zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$a_w$	osová vzdálenost	[m·s <sup>-2</sup> ]
$b$	šířka pera	[mm]
$c_0$	celkový zatěžující faktor	[-]
$c_1$	součinitel zabírajících zubů řemenu	[-]
$c_2$	součinitel zatížení	[-]
$c_3$	součinitel zrychlení	[-]
$c_5$	součinitel délky řemene	[-]
$c_6$	součinitel šířky řemene	[-]
$d$	průměr zadní osy	[mm]
$d_{ak}$	velký průměr hnací řemenice	[mm]
$d_{ag}$	velký průměr hnané řemenice	[mm]
$d_{wk}$	roztečný průměr hnací řemenice	[mm]
$d_{wg}$	roztečný průměr hnané řemenice	[mm]
$e$	rameno valivého odporu	[mm]
$f$	součinitel tření	[-]
$g$	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$i_1$	převodový poměr prvního řemenového převodu	[-]
$i_2$	převodový poměr druhého řemenového převodu	[-]
$i_c$	celkový převodový poměr	[-]
$k$	konstanta tenzometru	[-]
$k_1$	počáteční servisní faktor	[-]
$k_2$	počáteční zatěžující faktor	[-]

$k_M$	skutečná přepočítací konstanta	[-]
$k_M'$	přepočítací konstanta	[-]
$k_r$	součinitel bezpečnosti řemenu	[-]
$l$	délka vodiče	[mm]
$m$	hmotnost motokáry s jezdcem	[kg]
$m_1$	hmotnost kola	[kg]
$m_2$	hmotnost brzdového kotouče	[kg]
$m_3$	hmotnost řetězového kola	[kg]
$m_4$	hmotnost zadní osy	[kg]
$m_{ad}$	část hmotnosti připadající na zadní osu	[kg]
$m_{\check{c}}$	hmotnost čelisti	[kg]
$n$	otáčky motoru	[min <sup>-1</sup> ]
$n_t$	počet aktivních tenzometrů v můstku	[-]
$p$	tlak	[MPa]
$q$	součinitel vrubové citlivosti	[-]
$r$	poloměr těžiště k ose otáčení	[m]
$r_2$	poloměr zadní osy	[m]
$r_3$	poloměr brzdového kotouče	[m]
$r_4$	poloměr řetězového kola	[m]
$r_d$	poloměr zadního kola	[m]
$r_T$	vzdálenost těžiště od země	[m]
$t$	zubová rozteč	[mm]
$t_b$	brzdný čas	[s]
$v$	rychlost motokáry	[m·s <sup>-1</sup> ]
$z_g$	počet zubů hnané řemenice	[-]
$z_k$	počet zubů hnací řemenice	[-]
$z_e$	počet zubů v záběru	[-]
$\alpha_k$	tvarový součinitel	[-]
$\beta$	úhel opásání malé řemenice	[°]
$\beta_k$	vrubový součinitel	[-]
$\Delta$	deformace řemene	[mm]
$\Delta R$	simulovaná změna odporu	[Ω]
$\varepsilon$	poměrné prodloužení	[-]
$\varepsilon_{Bt}$	velikost prodloužení	[%o]

$\varepsilon_{vk}$	součinitel velikosti	[-]
$\eta_p$	součinitel jakosti povrchu	[-]
$\eta_{p\tau}$	součinitel jakosti povrchu pro krut	[-]
$\rho$	měrný odpor	[ $\Omega \cdot m$ ]
$\rho_v$	zaoblení vrubu	[mm]
$\tau$	tečné napětí	[MPa]
$\tau_c$	mez únavy hladkého vzorku	[MPa]
$\tau_c^*$	mez únavy vrubované součásti	[MPa]
$\tau_{max}$	nejvyšší napětí	[MPa]
$\varphi$	součinitel adheze	[-]
$\omega_3$	úhlová rychlost zadní osy	[rad·s <sup>-1</sup> ]

## 1. Úvod

Cílem diplomové práce je dle zadání návrh a konstrukce pohonu motokáry. Snahou bude zjistit varianty pohonu, které se používají u motokár. Dalším krokem bude vybrat jednu variantu, kterou poté zpracuji. Zvolením spalovacího motoru dostaneme vstupní hodnoty, na které budou spočítány další komponenty, počínaje odstředivou spojkou, nebo řemenovým převodem. Nejvíce zatěžované součásti pevnostně zkontroluji, aby byla zaručena dlouhá životnost motokáry. V neposlední řadě budu společně s kolegou Bc. Vítem Šatným kontaktovat firmy provozující motokárová centra s prosbou zapůjčení jednoho stroje. Na zapůjčenou motokáru nalepíme tenzometry. V mém případě tenzometr pro měření kroutícího momentu. Připravenou motokáru otestujeme při plném zatížení na testovací dráze dané firmy. Výsledné naměřené hodnoty porovnáám s hodnotami vypočítanými a vyvodím závěr, zda úvaha výpočtu byla správná, popř. o kolik se lišíme s naměřenými hodnotami.

## 2. Cíle diplomové práce

Obsahem diplomové práce je návrh pohonu motokáry. V průběhu řešení se ukázalo vhodné ověřit skutečné zatěžovací účinky pohonu měřením točivého momentu od pohonu a brzdy při skutečné jízdě reálnou motokárou. Proto jsme, spolu s vedoucím diplomové práce, provedli úpravu obsahu a cílů diplomové práce následovně:

1. provést průzkum stávajících typů konstrukce pohonu motokár;
2. navrhnout variantní řešení pohonů, zhodnotit jejich klady a zápory;
3. provést konstrukční řešení zvoleného typu pohonu;
4. provést teoretické odvození zatěžovacích účinků pohonu z dynamiky jízdy;
5. ověřit skutečné zatěžovací účinky měřením na reálné motokáře;
6. provést pevnostní a dynamickou (únavovou) kontrolu navrženého pohonu;
7. zpracovat podrobný sestavný výkres pohonu včetně kusovníku a dle určení vedoucího práce také výrobní výkresy vybraných dílů.

### 3. Přehled stávajícího stavu

Motokára, jak již název napovídá jedná se o konstrukci poháněnou spalovacím motorem. Motokáry, nebo-li „karting“ se v Evropě rozšířil koncem padesátých let 20. století. Průkopníkem byl Umberto Sala z Itálie, který se zabýval prodejem automobilů a motocyklů nedaleko Milána. Sala založil menší výrobní halu, kde začal vyrábět první motokáry pro zábavu. Sala byl mimo jiné i automobilovým a motocyklovým závodníkem a právě z jeho motoristické vášně motokáry vznikly. Základem je trubkový rám. Výroba rámu patří mezi nejdůležitější. Na jejím správném navržení záleží jízdní vlastnosti celé motokáry. Řekněme, že konstrukce rámu patří mezi největší „know-how“ firmy vyrábějící motokáry. Na rám je připevněn spalovací motor. Motory mají různé výkony. Záleží pro jaké účely jsou určeny, zda se jedná o závodní prostředí, kde je potřeba vysokého výkonu až  $22kW$ , nebo o hobby prostředí, kde stačí výkon motoru kolem  $4,4kW$ . U hobby motokár je výkon motoru přenášen na vozovku přes řetězový a řemenový převod, který roztáčí zadní osu s koly. Motokáry vyšších výkonů, zpravidla závodní, jsou vybaveny dvou rychlostní převodovkou. Tyto mají absenci řetězového převodu (údržba, mazání), což ve skutečnosti znamená méně času v servisní zóně a více času na závodní trati. O brzdění motokáry z vysoké rychlosti, která má s posádkou cca  $180kg$  se starají kotoučové brzdy. Závodní motokáry jsou vybaveny čtyř-pístkovými kotoučovými brzdami pro každé kolo. Vpředu o průměru  $160mm$ , vzadu o průměru  $180mm$ . Vzhledem k tomu, že motokáry pro hobby účely dosahují nejvyšší rychlosti do  $65km/h$ , jsou vybaveny pouze jednou kotoučovou brzdou umístěnou na hnací zadní ose. V neposlední řadě je na rámu umístěna skořepinová sedačka. Sedačka není uprostřed motokáry, ale mírně vybočená kvůli uložení motoru. Na určitá místa rámu jsou z důvodu bezpečnosti přišroubovány plechové pláty zabráňující vklínění nohy mezi motokáry a vozovku.

Důvodem konstrukcí nových motokár jsou jednak požadavky ze stran závodních týmů a zvyšující se poptávka po hobby motokárách. Počet motokárových center v ČR, kam se lidí jezdí bavit, roste každým dnem.

## 4. Průzkum trhu v ČR a ve světě

Výroba motokár začala v padesátých letech 20.st nedaleko Milána, kde pan Umberto Sala založil firmu Birel. Nápad se zalíbil a zanedlouho začaly vznikat další nové firmy vyrábějící motokáry. Zpočátku se jednalo pouze o italské výrobce. Rozšíření do dalších států Evropy a následně do celého světa ovšem nenechalo na sebe dlouho čekat. S jistotou můžeme tvrdit, že ty nejkvalitnější stroje díky své historii a dlouhému vývoji pochází právě z Itálie. Z tohoto důvodu není náhoda, že většina strojů jezdící závody na profesionální úrovni pochází právě z Itálie. Z italských firem můžeme jmenovat např.: Birel, Best Kart, LGK Racing Kart, Mondokart racing. Další velice významná značka, která vyrábí motokáry je dánská firma DINO. Firma má opravdu obrovský výrobní sortiment od dětských hobby motokár až po závodní profesionální. Motokáry dánské firmy využívají motory značky Honda a také své motory DINO. Ve Francii, nedaleko města Nantes sídlí firma Sodikart. Sodikart vznikl v roce 1981 a posledních 20 let patří mezi nejlepší. Ještě můžeme jmenovat firmu BIZ Karts, která se nachází ve Velké Británii. Tato patří mezi největšího britského výrobce motokár. Ve výrobě motokár rozhodně nezůstává pozadu ani Česká republika. Pan Milan Šimák z jižních Čech, bývalý úspěšný motokárový závodník, založil roku 1992 firmu MS Kart se sídlem v jihočeských Prachaticích. Firma se zabývá výrobou motokárových podvozků, zbylé díly kupuje od dodavatelů. Česká firma MS Kart je jediná v celé východní Evropě a v dnešní době patří mezi elitu výrobců a jejich produkty jsou uznávány po celém světě. Firma má i své vlastní vývojové a testovací centrum, kde se provádí dlouhodobé testy nově vyvíjených dílů. Výrobky jihočeské firmy dobývají svět jak na závodní dráze, tak v motokárových centrech. Jejich motokáry jezdí i na nejprestižnějším motokárovém centru v Dubaji. Na americkém trhu je malé množství firem vyrábějící typy motokár známé z výše jmenovaných společností, mezi nejskloňovanější patří MXK Racing. V USA je větší poptávka po upravených motokárách, zpravidla po terénních s možností přepravy dvou, nebo čtyř osob. Na asijském trhu se výrobou motokár zabývají především v Indii a Číně. Kvalita čínských kusů zpravidla nedostačuje kvalit celosvětově známých italských značek, ač by mnohé motokáry mohli být s nimi na první pohled zaměnitelné.



## 5. Rozdělení motokár

V současné době se na trhu prezentuje spousta prodejců motokár. Ovšem ne všechny motokáry jsou určeny výhradně na upravený hladký povrch kvůli jejich světlé výšce. Uvedeme si zde základní rozdělení typů strojů, které spadají pod označení motokára. Obrázky byly čerpány z [17].

### Crosskart

S tímto typem motokáry bychom se setkali převážně na závodních tratích, tzn.: autokros, plochá dráha, závody na rozbahněném povrchu a v neposlední řadě i na sněhu. První crosskart sestrojil Švéd Erland Anderson roku 1980. Cílem bylo sestrojit motokáru, která bude bezpečná, levná, snadná na údržbu a radost s ní jezdit. Crosskarty (obr. 5.1) jsou rozděleny do čtyř kubatur: 125ccm, 250ccm, 500ccm a 650ccm. Základní třída 125ccm je juniorská třída určena pro závodníky od 12 let. Zbylé kubatury mohou řídit závodníci od věku 16 let. Crosskarty jsou nejrozšířenější v severských oblastech Evropy.



*Obr. 5.1 Crosskart*

### Cyclekart

Relativně mladý typ motokáry, který je v nabídce od roku 2000 a pochází z Ameriky. Základem Cyclekartu byla nemotorovaná kára tzv. „Soapbox“. Mírnou úpravou konstrukce a přidáním motoru vznikl Cyclekart (obr. 5.2). Hlavním znakem motokáry jsou 17palcová kola a rozvor 1676mm. Vzhledem má stroj působit jako závodní auta z roku 1920 – 1930. Váha samotného stroje by neměla přesáhnout 125kg. Cyclekart je poháněn motorem Honda OHV GX200 o výkonu 4,8kW. Výkon od motoru je přenášen na jedno

zadní kolo přes variátor Comet TAV-30. Na stejném zadním kole je i umístěn brzdový kotouč.



*Obr. 5.2 Cyclekart*

### **Electrathon**

Další motokára je na elektrický pohon a pochází z Austrálie. Můžou být poháněné přímo ze slunce solárními panely a nebo, častější případ, použitím baterie a elektromotoru (obr. 5.3). Vyrábí se ve tříkolové a čtyřkolové verzi. Rozměry káry jsou 3,6m dlouhá a maximálně 1,2m široká. Samotná baterie má hmotnost kolem 33kg. Z bezpečnostních důvodů je i tato motokára vybavena kotoučovými brzdami a možností rychlého odpojení elektrické energie.



*Obr. 5.3 Electrathon*

### **Microkart**

Jak už název napovídá, jedná se o malou motokáru (obr. 5.4). Microkarty se vyrábějí s dvoutaktními motory o kubatuře v rozsahu 22,5ccm až 85ccm s výkonem 1,2 až 20 koňské síly. Káry s nižším výkonem mají hmotnost kolem 20kg a kubatura se pohybuje

v rozmezí 22,5ccm až 45,7ccm. S těmito výkony je nejvyšší rychlost káry do 50km/h v sérii. Po úpravách může být i vyšší. Microkarty s vyšším výkonem 39ccm – 85ccm dosahují rychlosti až 100km/h. Hmotnost výkonnějších strojů je 40kg. Silnější microkarty se objevují především v závodních organizacích po celých amerických státech.



*Obr. 5.4 Microkart*

### **Offroad motokáry**

Základem offroadových motokár je pohon všech čtyř kol. První motokáry vznikaly v domácích garážích a dílnách. Firma, která poté vyrobila roku 1977 první offroad motokáru byla Honda a nesla název Odyssey. Odyssey měla dvoutaktní motor kubatury 250ccm. O převod se staral variátor a motokára byla vybavena pouze jedním sedadlem.



*Obr. 5.5 Offroad motokára*

Základním rysem mezi klasickým go-kartem a offroad motokárou byla mnohem větší kola (viz obr. 5.5), aby se dostatečně zvýšila světlá výška. Odyssey se stala velice

populární a roku 1985 přivítala modernizovaného nástupce FL350. FL350 mělo zcela nový podvozek, který zaručoval velice dobrou stabilitu v terénu, dále nový motor s elektrickým startérem o kubatuře 350ccm. O čtyři roky později byl uveden na trh typ FL400 se zcela unikátním podvozkem, který byl schopen převézt velkou zátěž. Motokára byla vybaveny dvěma sedadly. Kubatura motoru byla zvýšena na 400ccm. Jelikož výroba těchto strojů byla drahá a poptávka rychle klesala, ukončila Honda roku 1990 zcela výrobu všech offroadových motokár. V dnešní době se zabývají výrobou těchto motokár čínské firmy. Čína tyto neprodává již pod názvem „offroad“, nýbrž „buggy“.

### **Motokáry s homologací pro běžný provoz**

Od běžných motokár, tzv. „go-kart“ se liší jednak velikostí kol. Vpředu jsou kola šesti palcová a na zadní ose kola osmi palcová (obr. 5.6). Kvůli lepší stabilitě je u této motokáry zmenšený rejď řízení. V případě nedostatku rejdu, můžeme zařadit zpáteční rychlost a nadjet si do zatáčky znovu. Zpátečka je u motokár neobvyklá, ale kvůli homologaci pro běžný provoz nutná. Mezi další prvky, které musí motokáry mít, aby mohla mít poznávací značku jsou mimo jiné: směrová světla, zpětná zrcátka, světlomet a další maličkosti. Světlá výška stroje je 100mm. Vyrábí se v 9 verzích. Jednotlivé verze se od sebe liší výkonově. Nejvýkonnější verze o objemu 1100ccm dosahuje maximální rychlosti 130km/h. Motor je vodou chlazený čtyřválec o výkonu 52 koní při 5300ot/min. Převodovka manuální čtyřstupňová + zpáteční rychlost. Pohotovostní hmotnost nejvýkonnější verze je 500kg.



*Obr. 5.6 Motokára s homologací pro běžný provoz*

### **Motokára Go-kart**

Jedná se o nejrozšířenější a nejznámější druh motokáry, viz obr. 5.7. Rám je vyroben z ocelových trubek. Rám může být ve dvojím provedení. Rozdíl poznáme dle umístění



sedadla, které je buď uprostřed motokáry, nebo mírně vybočené do levé strany. Motokáry se sedačkou uprostřed jsou určeny především pro závody typu „sprint“, namísto toho motokáry se sedačkou vybočenou jsou rozměrově kompaktnější, tudíž se s nimi setkáme u závodních tratí, kde je vyžadována obratnost stroje v zatáčkách. Podvozek nemá žádné tlumící ani pružící prvky. Absence těchto prvků je na suchém povrchu tratě vítána, naopak při mokrému povrchu nikoliv. O brzdění se starají kotoučové brzdy na zadní ose. Přidání předních kotoučových brzd se stává stále více populární, avšak v určitých závodních třídách nejsou pravidly povoleny.

Motokáry určené pro zábavu (kart centra) bývají zpravidla osazeny čtyřdobým spalovacím motorem o výkonu až  $35\text{kW}$ , popř. elektromotorem. Závodní stroje mají motory pouze spalovací malých objemů a mohou být jak dvoudobé, tak čtyřdobé s výkonem až  $66\text{kW}$ . Motokáry nejsou vybaveny diferenciálem. Aby bylo možné projet zatáčku, jsou rámy konstruovány tak, že při zatáčení se vždy vnitřní zadní kolo nadnese a tím ztrácí svůj grip. O převod výkonu na zadní osu se stará řetězový převod. Řetězová kola jsou měnitelná z důvodu různorodosti závodních tratí – rychlá, pomalá. Na zadní ose je řetězové kolo kvůli snadné montáži a demontáži dělené. Tyto motokáry využívají suché odstředivé spojky. Go-karty jsou vybaveny speciálními pneumatikami. Závodní pneumatiky dovolují v zatáčkách přetížení až  $2G$ . Hodnota přetížení je ovšem závislá zejména na druhu rámu, typu motoru a jeho nastavení. Celá motokára má hmotnost kolem  $80\text{kg}$ . Závodní motokáry, tzv. Superpart, jsou upraveny na velmi vysoký výkon a maximální rychlost se blíží k  $250\text{km/h}$ .



*Obr. 5.7 Go-kart*

## **Pohony motokár**

Spalovací dvoudobé motory dodávají do motokár především výrobci: Comer, IAME, TM, Vortex, Yamaha, Rotax. Tyto motory jsou schopny vyvinout výkon od  $6kW$  na válec o objemu  $60ccm$  (Vortex) až po  $66kW$  v případě dvouválce o kubatuře  $500ccm$ . V dnešní době jsou celosvětově nejpopulárnější motorové jednotky TAG (Touch-and-go) o objemu  $125ccm$ . Motory jsou vybaveny elektrickým startérem, odstředivou spojkou - nemusí být na startu roztlačovány, výhoda. Motokáry s TAG nemají převodovku, ale trvalý řetězový převod. Motory mají delší životnost než minulé  $100ccm$ . Maximální otáčky jsou nižší a napětí působící na jednotlivé části motoru také. I přesto poskytují motory stejné množství výkonu v rozsahu  $15$  až  $23kW$ . Nově vyvíjené jednotky budou mít při stejné kubatuře výkon ještě vyšší. Většina motorů TAG jsou vodou chlazená a dodávají se jako sada společně s výfukem, chladičem, vodním čerpadlem, hadičkami a dalšími drobnostmi. Stejně motory se používají od ledna 2007 i v nejvyšší závodní třídě Formula A, kde musí být váha motokáry s jezdce minimálně  $150kg$ . Motor má elektronicky omezené otáčky na  $16\,000/min$  a maximální rychlost  $185km/h$ .

Spalovací čtyřdobé motory jsou standardně vzduchem chlazené, někdy s menšími modifikacemi. Dosahují výkonu od  $3,6$  do  $15kW$ . Mezi firmy dodávající tyto motory patří Briggs & Stratton, Tecumseh, Koulet, Robin a Honda. S těmito motory bychom se setkali zejména u hobby motokár, tzn. ve všech kart centrech. Samozřejmě, že i čtyřdobé motory mohou dosahovat vyšších výkonů. Tyto vyrábějí firmy Yamaha, TKM, Holand, nebo Aixro (Wankelův motor). Výkon se pohybuje v rozmezí  $11$  až  $35kW$ . Motory točí až  $11\,000/min$  a jsou vyráběny pouze pro motokáry.

## **Motokáry na elektřinu**

Velkou výhodou elektrického pohonu je velmi malá náročnost na údržbu v porovnání se spalovacím motorem. Naopak nevýhodou je nutnost po každé jízdě dobíjet olověný akumulátor. Elektrický pohon nikterak neznečišťuje ovzduší, ani nevydává žádné zplodiny - kouř, je tak zejména vhodný pro vnitřní halová použití. S plně dobítým akumulátorem je motokára schopna jezdit maximálně  $20min$ . Motory jsou stejnosměrné  $48 - 72V$ .

## 6. Budoucnost motokár

Jak bylo zmíněno výše, s motokárami se setkáme zpravidla na dvou místech. V motokárovém centru, kde si může zajezdit každý bez jakékoliv závodní licence a nebo na závodních tratích, kde stroje řídí vybraní závodníci. V motokárovém centru není kladen přílišný důraz na vývoj nových strojů, zde by se finance vložené do vývoje nikdy nevrátili. Jinak je tomu u závodních speciálů, kde jsou týmy podporovány sponzory, kteří očekávají nejlepší možné umístění. Nemalé peníze se investují do výzkumu rámu a pohonného ústrojí. Nepředpokládám výrobu rámu z lehčích materiálů z důvodu minimální hmotnosti stroje s jezdcem, která činí 150kg. Zde se bude vývoj zaměřovat na oceli odolnější větším napětím, aby se rám při razantní jízdě nekroutil. Snížení hmotnosti se bude rozhodně prosazovat u motorů, aby se snížilo ještě více těžiště celé motokáry. Troufám si říct, že v budoucnu bychom se u závodních motokár mohli dočkat i odpruženého podvozku, jehož absence je nyní nejvíce znatelná za zhoršených adhezních podmínek - déšť. Tvrdost podvozku bude zcela jistě stavitelná, aby se dala upravovat na různé podmínky tratě. U kotoučových brzd neočekávám výrazný posun vpřed, maximálně použití jiných materiálů na brzdící kotouče – keramika. Vývoj pohonné jednotky se bude ubírat směrem zvyšování výkonu, spolehlivosti a jak je světovým trendem, tak i snižování emisí spalovacího motoru. Nelze proto vylučovat, že se na závodních tratích v budoucnu objeví motokáry s elektrickým pohonem a nebo motorem na vodík. Prototypy s vodíkovým pohonem jsou již vyrobeny, ale zdaleka nejsou v takové fázi vývoje, která by je dovolila pustit na trať. Dalším vylepšením projde určitě převodovka, použití nových výrobních technologií, kvalitnější materiály a kompaktnější rozměry. Výrobci pneumatik, pro motokáry zejména MOJO, neustále vyvíjí nové směsi dovolující závodníkovi projet zatáčku ve velmi vysoké rychlosti. V neposlední řadě hraje velkou roli ve vývoji i aerodynamika. Vhodně navržené spoilery a další plastové, nebo laminátové prvky mohou z velké části ovlivnit chování motokáry. Spoilery se starají o co nejlepší přítlak a nesmí bránit přístupu vzduchu k brzdám, kde je potřeba chlazení.

## 7. Zvolená varianta motokáry

Ze všech jmenovaných motokár volím variantu, která je nejrozšířenější. Jedná se o klasický hobby go-kart s kterým se setkáme ve všech motokárových centrech. Výkon motoru se pohybuje kolem  $5kW$ . O převod se stará řetězový převod, nebo kombinace řetězového a řemenového převodu. Jedná se tedy o stálý převod. Tento se zapíná rozběhovou spojkou, která je umístěna na výstupním hřídeli motoru. Tato motokára dosahuje nejvyšší rychlosti až  $55km/h$  a je pouze jednomístná. O brzdění se stará jedna kotoučová brzda umístěná na hnací zadní hřídeli.

Po domluvě s vedoucím diplomové práce jsme se rozhodli pro tenzometrické měření motokáry. V mém případě měření kroutícího momentu na zadní ose a naměřené hodnoty porovnáme s vypočítanými.

Při práci budu úzce spolupracovat s kolegy Bc. Vítem Šatným a Ondřejem Drozdem. Úkolem pana Víta Šatného je navržení rámu motokáry a jeho pevnostní analýza. Kolega Ondřej Drozd má za úkol navrhnout design motokáry – kapotáž.



## 8. Volba motoru

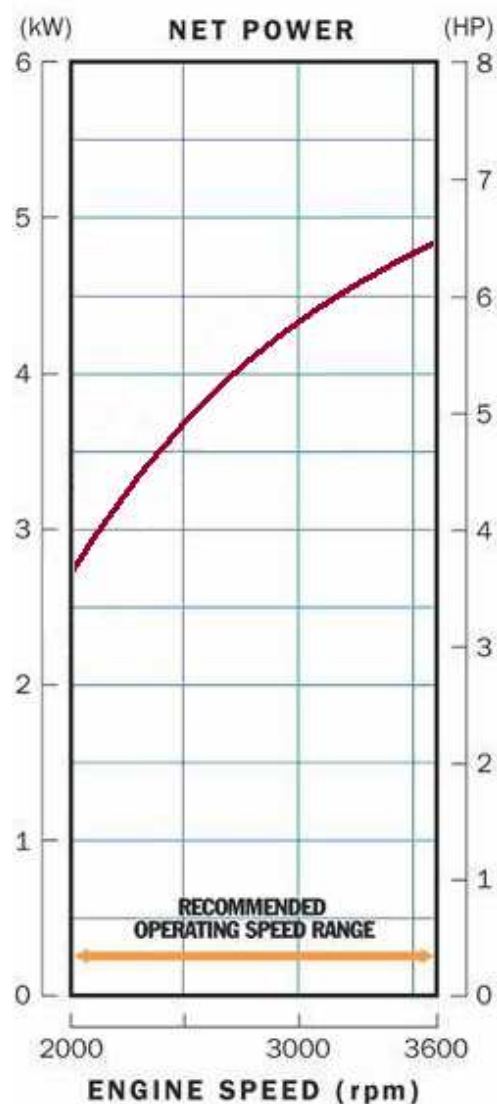
Dle zadání diplomové práce mám brát v potaz motor od firmy Briggs & Stratton. Z důvodu malého množství získaných informací od výrobce (např. momentová charakteristika chybí), volím motor Honda GX200 [12]. Motor Honda dosahuje nejvyššího výkonu  $4.8\text{ kW}$  při  $3600/\text{min}$  (obr. 8.1). Maximální točivý je  $13,2\text{ Nm}$  při  $2500/\text{min}$  (obr. 8.2). Další důležité parametry jako rozměry, hmotnost motoru, nebo objemy náplní jsou uvedeny v Tab1.

**GX200 (PTO shaft type S)**

Length × Width × Height	313 × 376 × 335 mm (12.3 × 14.8 × 13.2 in)
Dry weight	16.0 kg (35.3 lbs)
Engine type	4-stroke, overhead valve, single cylinder
Displacement [Bore × Stroke]	196 cm <sup>3</sup> (12.0 cu-in) [68 × 54 mm (2.7 × 2.1 in)]
Max. output	4.8 kW (6.5 PS, 6.5 bhp) at 3,600 rpm
Max. torque	13.2 N·m (1.35 kgf·m, 9.76 lbf·ft) at 2,500 rpm
Engine oil capacity	0.60 l (0.63 US qt, 0.53 Imp qt)
Fuel tank capacity	3.6 l (0.95 US gal, 0.79 Imp gal)
Fuel consumption	313 g/kWh (230 g/PSH, 0.51 lb/hph)
Cooling system	Forced air
Ignition system	Transistorized magneto
PTO shaft rotation	Counterclockwise

*Tab.1 Parametry a rozměry motoru*

Z obrázku obr. 8.2 a obr. 8.1 vidíme, že charakteristiky motoru jsou vyznačeny pouze v doporučených provozních otáčkách od  $2000/\text{min}$  do  $3600/\text{min}$ . Při výstupních otáčkách motoru  $2000/\text{min}$  sepíná v redukci odstředivá spojka na plný výkon, aby byla schopna přenést  $13\text{ Nm}$  odpovídající těmto otáčkám. Motory s redukcí obsahující odstředivou spojku se používají zejména pro motokáry.



*Obr. 8.1 Výkonová křivka*



*Obr. 8.2 Momentová charakteristika*

## 9. Tenzometrické měření točivého momentu na motokáře

Po domluvě s vedoucím diplomové práce jsem provedl měření kroutícího momentu na zadní ose zapůjčené motokáry. Informace a obrázky v této následující kapitole jsou z velké části převzaty z [1].

### 9.1 Princip tenzometrie

Tenzometr je založen na principu změny jeho odporu s deformací. Výchozí hodnota odporu tenzometru je dána vztahem:

$$R = \frac{l \cdot \rho}{S} \quad (9.1)$$

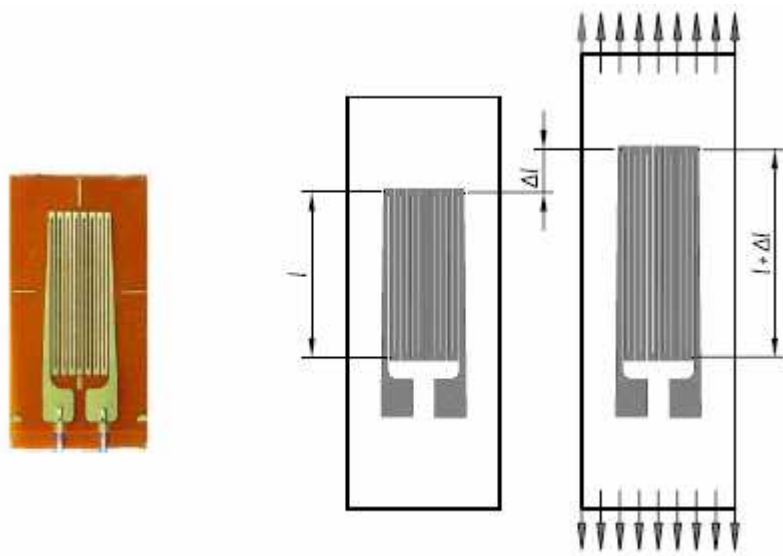
kde:  $l$  ..... délka vodiče [ $m$ ]  
 $S$  .... průřez vodiče [ $mm^2$ ]  
 $\rho$  ... měrný odpor [ $\Omega \cdot m$ ]

Tenzometr přilepený na povrch tělesa, které je deformováno, se prodlužuje a tím mění svůj odpor o hodnotu  $\Delta R$ , jehož hodnota je v definované oblasti přímo úměrná poměrnému prodloužení  $\varepsilon$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (9.2)$$

Vzhledem k tomu, že při běžné deformaci tělesa je hodnota poměrného prodloužení relativně malá, je v literatuře vyjadřována promilích [‰]. Příklad číselného přepočtu je:

$$\varepsilon = 0,0007[-] = 0,7 \text{ ‰}$$



Obr. 9.1 Základní princip tenzometrie

Hodnota změny odporu je závislá na:

- prodloužení délky vodiče  $l$  [m] o  $\Delta l$
- zmenšení průřezu vodiče  $S$  [mm<sup>2</sup>] příčnou kontrakcí o  $\Delta S$
- změně měrného odporu  $\rho$  [ $\Omega \cdot m^2 \cdot m^2$ ]

Velikost jednotlivých uvedených parametrů je exaktně obtížně vyjádřitelná (zvláště pro změnu měrného odporu), a proto je poměr mezi poměrnou změnou elektrického odporu a poměrným prodloužením vyjádřen vztahem

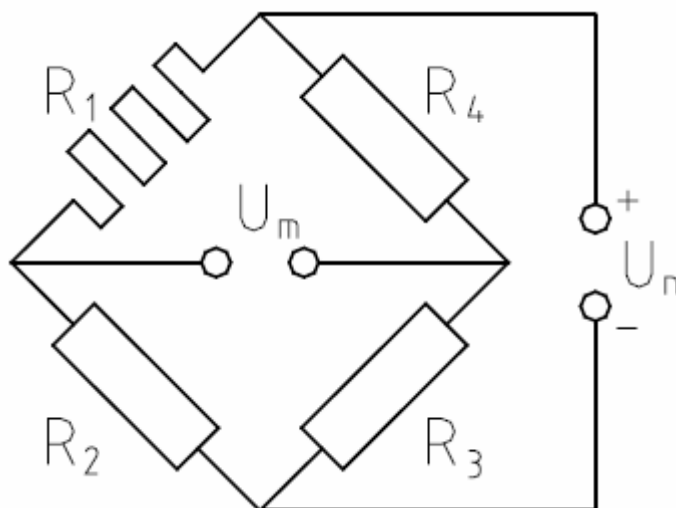
$$\frac{\Delta R}{R} = k \cdot \frac{\Delta l}{l} = k \cdot \varepsilon \quad (9.3)$$

kde:  $k$  ... je tzv. konstanta tenzometru.

Konstantu tenzometru (která je v zahraniční literatuře označována jako „Gauče factor“ G-factor) udává výrobce na obalu ke svým tenzometrům a je jím určována experimentálně. Její hodnota se mění podle typu a provedení tenzometru, ve většině případů je pro odporové tenzometry blízká 2.

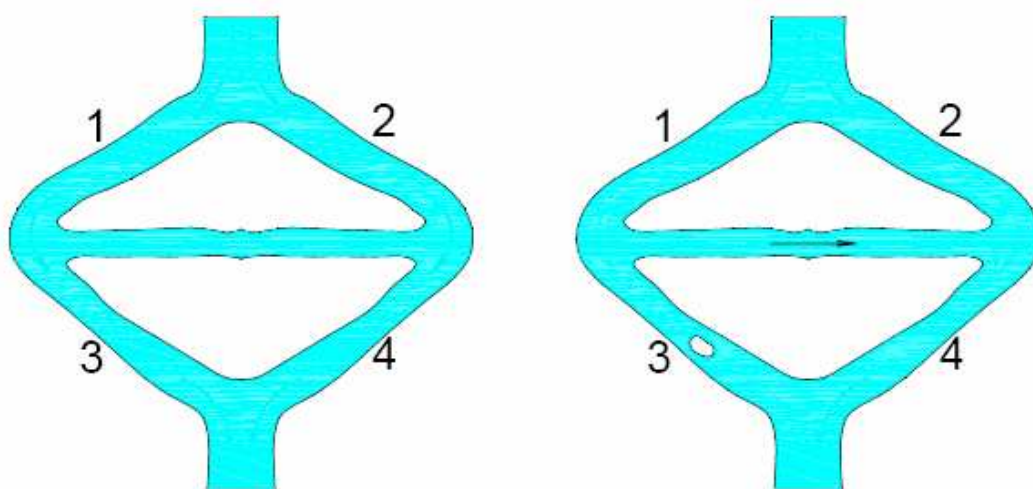
## 9.2 Zapojení do Wheatstonova můstku

Základním principem je zapojení čtyř odporů do mostu podle obr. 9.2. V tomto zapojení je měřený tenzometr zapojen místo jednoho z odporů, případně jsou dva z odporů tenzometry, nebo to jsou všechny čtyři.



Obr. 9.2. Wheatstonův můstek

Pro další úvahy předpokládejme, že všechny čtyři odpory jsou stejné. Princip činnosti mostu je možno přiblížit na příkladu na obr. 9.3. Tento obrázek znázorňuje potok, který je pomocí dvou ostrůvků rozdělen na dvě ramena 1, 3 a 2, 4. Mezi ostrůvky jsou jednotlivá ramena propojena.



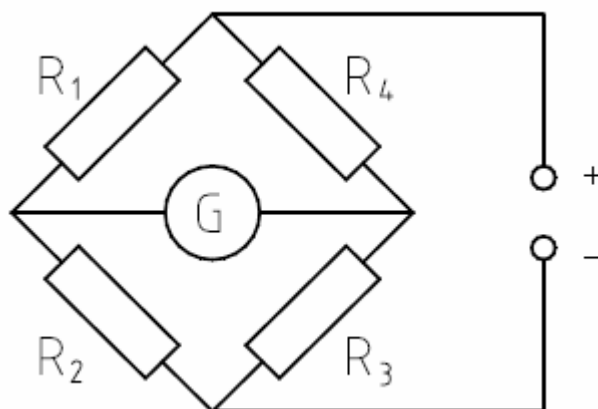
a) Stejné odpory ve všech větvích

b) Odpor proti průtoku v úseku 3 zvětšen

Obr. 9.3 „Vodní“ model Wheatstonova můstku

V případě, že odpory proti průtoku vody v jednotlivých ramenech 1, 2, 3, a 4 jsou stejné (obr. 9.3 a), neproudí propojkou mezi ostrůvky žádná voda. V případě, že například do úseku 3 vložíme kámen, zvětšíme odpor proti průtoku v tomto úseku a část vody začne proudit přes propojku z úseku 1 do úseku 4.

Na stejném principu pracuje elektrický Wheatstonův můstek. V případě, že všechny čtyři odpory  $R_1 \dots R_4$  (obr. 9.4) jsou shodné, neproudí přes úhlopříčku  $U_m$  žádný proud a v případě umístění galvanoměru (velmi citlivého miliampérmetru) do této tzv. měřicí úhlopříčky nenastane výchylka.



Obr. 9.4. Wheatstonův můstek s galvanoměrem

V reálném zapojení není nutné, aby všechny čtyři odpory byly stejné. Pro to, aby galvanoměrem neprocházel proud, je nutno dodržet vztah:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_4}{R_3} \quad (9.4)$$

Tomuto stavu říkáme vyvážený můstek.

### 9.3 Místo umístění tenzometru

Dle zadání diplomové práce – návrh pohonu motokáry, bylo pro mě důležité ověřit si naměřené hodnoty na skutečné motokáře s vypočítanými hodnotami. Na zapůjčené motokáře od firmy MZ-Kart jsem si vytipoval místo umístění tenzometru na zadní ose, jak je patrné z obr. 9.5. Tímto tenzometrem budeme měřit kroutící moment, který zde působí.



*Obr. 9.5 Umístění tenzometru pro měření  $M_k$*

## 9.4 Instalace tenzometru

Před lepením tenzometrů, bylo zapotřebí povrch důkladně obrousit. Obroušením se zbavíme koroze a nátěru, který by vnášel do měření chyby. Pro broušení povrchu bylo použito smirkového papíru o zrnitosti 200.

Po obroušení povrchu, bylo nutné povrch očistit. Očištění povrchu můžeme provést mnoha způsoby. Používá se horká pára, ultrazvuková lázeň nebo různé odmašťovací prostředky, které nezanechávají zbytky po odpaření (čistý aceton nebo izopropyl alkohol). V našem případě byl použit čistý aceton. Nanášeli jsme jej na jednorázové tampóny (obr. 9.6), které byly po použití vyhozeny, aby se zamezilo nanášení nečistot zpět na očištěný povrch. Dle zásad správného čištění, by se měla nejlépe vyčistit celá motokára, pokud to nelze, měla by se vyčistit zóna cca 100mm až 150mm na všechny strany od lepeného místa. V našem případě byla zóna zkrácena na 50mm u zadní osy a 20mm u zbývajících tenzometrů.



*Obr. 9.6 Nanášení acetonu na tampónky*

K lepení tenzometrů se dají použít následující typy lepidel – kyanoakrylátová, epoxidová nebo polymetyl metakrylátová. Zjednodušeně bychom mohli říct, že první dvě

zmiňovaná lepidla mají zcela odlišné vlastnosti. Kyanoakrylátová lepidla jsou rychle-schnoucí (neboli sekundová) a jsou vyráběny jako jednosložková. Naproti tomu epoxidová lepidla se vyrábějí jako dvousložková (vytvrzují se chemickou reakcí obou složek), avšak jejich nevýhodou je delší doba tvrdnutí. Kompromisem obou zmiňovaných lepidel jsou lepidla polymetyl metakrylátová. Tyto lepidla tvrdnou poměrně rychle (cca 2 minuty) a nespornou výhodou je možnost lepení na pórovitých površích.

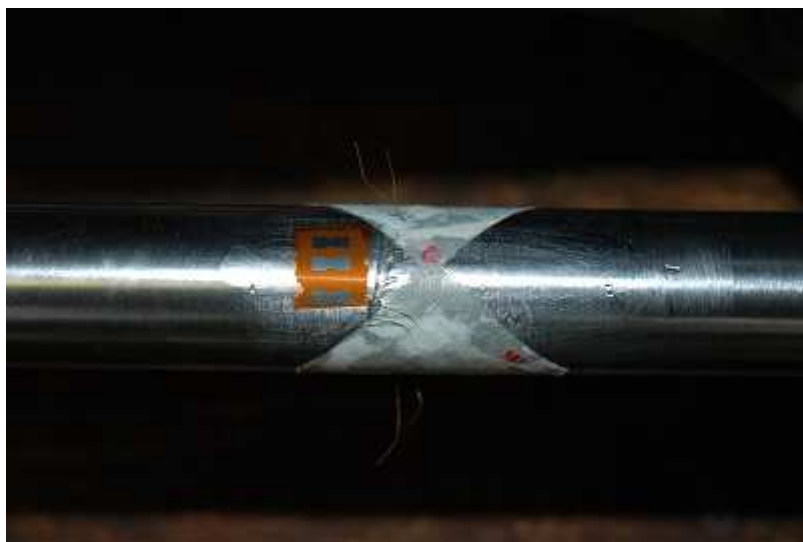
V našem případě padla volba na speciální dvousložkové epoxidové lepidlo, jehož doba tvrdnutí je, dle manuálu, 5 minut. Pro důkladné přilnutí jsme tuto dobu prodloužili na 10 minut. Mezi lepený tenzometr a přitlačovanou příložku jsme vkládali teflonovou fólii, která je odolná vůči přilnutí k lepidlu a celé jsme to stáhli zdrhovacím páskem přes mechovou pryž, pro vytvoření stálého přitlačného tlaku. Pro ochranu tenzometrů před mechanickým poškozením a vlhkostí, byly tenzometry po nalepení dodatečně pokryty lepidlem. Na obr. 9.7 je ukázka lepení tenzometru na rámu. Stejný způsob byl použit i u zadní osy.



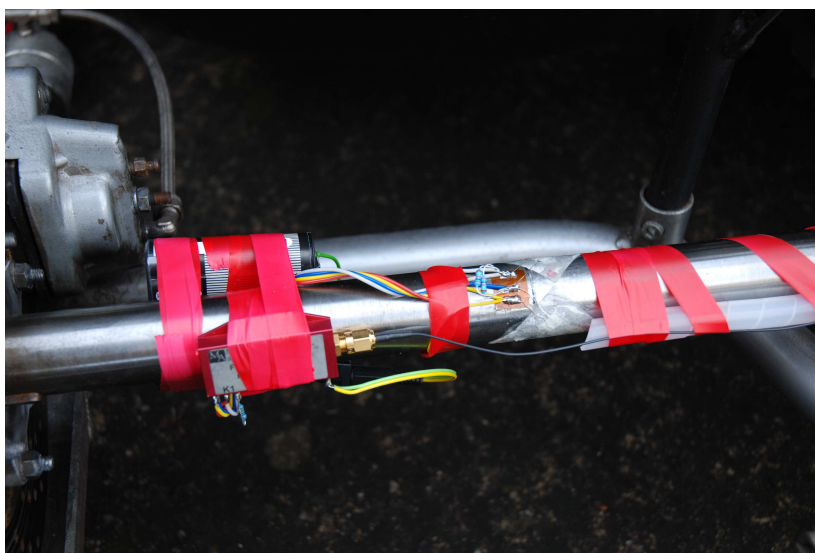
*Obr. 9.7 Lepení tenzometru*

Když jsme měli tenzometry nalepené, zbývalo dolepit patky (obr. 9.8). Patky jsou jakousi spojkou mezi tenzometrem a přívodními vodiči k měřící aparatuře. Jejich instalace je prakticky shodná s instalací tenzometrů. Po důkladném zaschnutí lepidla je nutné připájet tenzometr s patkou. Dle pravidel práce s tenzometry, by měl být drátek jdoucí z tenzometru chráněn proti tahovému namáhání vlivem deformace měřeného objektu. Tomu předejdeme mírnými záhyby, které na drátku vytvoří malý oblouk. Takto vzniklý spoj je připraven k zapojení měřící aparatury. Jelikož bylo zapotřebí měřit napětí za jízdy, přistoupili jsme k variantě bezdrátového přenosu dat. S výhodou jsme využili dvou vysokofrekvenčních telemetrických systémů firmy ESA Mnichov, které mají dosah cca až 50m., viz obr. 9.9.





*Obr. 9.8 Patka*



*Obr. 9.9 Připevnění zesilovače na zadní hřídeli*

Na testovací dráze jsme opatřili zesilovač s baterií ještě dvěma silnějšími zdrhovacími pásky.



## 9.5 Stanovení měřítka

Pro stanovení měřítka převodu mezi měřicím napětím a změnou odporu jsem využil kalibrační bočníkový odpor. Jeho hodnota je  $R_{Bt} = 55,8[k\Omega]$ . Připojením kalibračního bočníkového odporu na tenzometr (s odporem  $R_T = 123,5[\Omega]$ , viz obr. 9.10) byla simulována změna odporu  $R'$  od poměrného prodloužení.



Obr. 9.10 Měření odporu tenzometru

$$R' = \frac{1}{\frac{1}{R_{Bt}} + \frac{1}{R_T}} = \frac{1}{\frac{1}{55800} + \frac{1}{123,5}} = 123,22727[\Omega] \quad (9.5)$$

Velikost simulované změny odporu  $\Delta R$  :

$$\Delta R = R_T - R' = 123,5 - 123,22727 = 0,27273[\Omega] \quad (9.6)$$

Tato změna odporu, pokud známe konstantu tenzometru, představuje poměrné prodloužení  $\varepsilon_B$  v místě tenzometru:

$$\frac{\Delta R}{R_T} = k \cdot \frac{\Delta l}{l} = k \cdot \varepsilon_B \quad (9.7)$$

Velikost prodloužení pro tenzometr s konstantou  $k = 2,03$ :

$$\varepsilon_{B_T} = \frac{\Delta R}{k \cdot R_T} = \frac{0,27273}{2,03 \cdot 123,5} = 1,0879 \cdot 10^{-3} = 1,0879 [\text{‰}] \quad (9.8)$$

Při připojení kalibračního odporu indikovala měřící aparatura změnu napětí:

$$U_B = 4,28 [\text{V}].$$

Určení tečného napětí v závislosti na poměrném prodloužení  $\varepsilon_{B_T}$ :

$$\begin{aligned} \tau &= G \cdot \gamma \\ \tau &= G \cdot 2 \cdot \varepsilon_{B_T} \\ \tau &= 81000 \cdot 2 \cdot \frac{1,0879}{1000} \\ \tau &= 176,24 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (9.9)$$

Ve vztahu 9.9 bylo využito znalostí Mohrovy kružnice, kde  $\gamma = 2 \cdot \varepsilon$ . Ve třetím řádku výpočtu jsme zbavili promílí podělením hodnotou 1000.

Určení modulu průřezu v krutu:

$$\begin{aligned} W_K &= \frac{\pi \cdot d^3}{16} \\ W_K &= \frac{\pi \cdot 30^3}{16} \\ W_K &= 5301,44 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (9.10)$$

Na zapůjčené motokáře bylo odměřen průměr zadní osy 30mm.

Kroutící moment:

$$\begin{aligned}M_K &= \tau \cdot W_K \\M_K &= 176,24 \cdot 5301,44 \\M_K &= 934325,79 \text{ Nmm} \rightarrow 934,3 \text{ Nm}\end{aligned}\tag{9.11}$$

Potom přepočítací konstanta:

$$\begin{aligned}k_M' &= \frac{M_K}{U_B \cdot 4} \\k_M' &= \frac{934,3}{4,28 \cdot 4} \\k_M' &= 54,57 \frac{\text{Nm}}{\text{V}}\end{aligned}\tag{9.12}$$

Skutečná přepočítací konstanta:

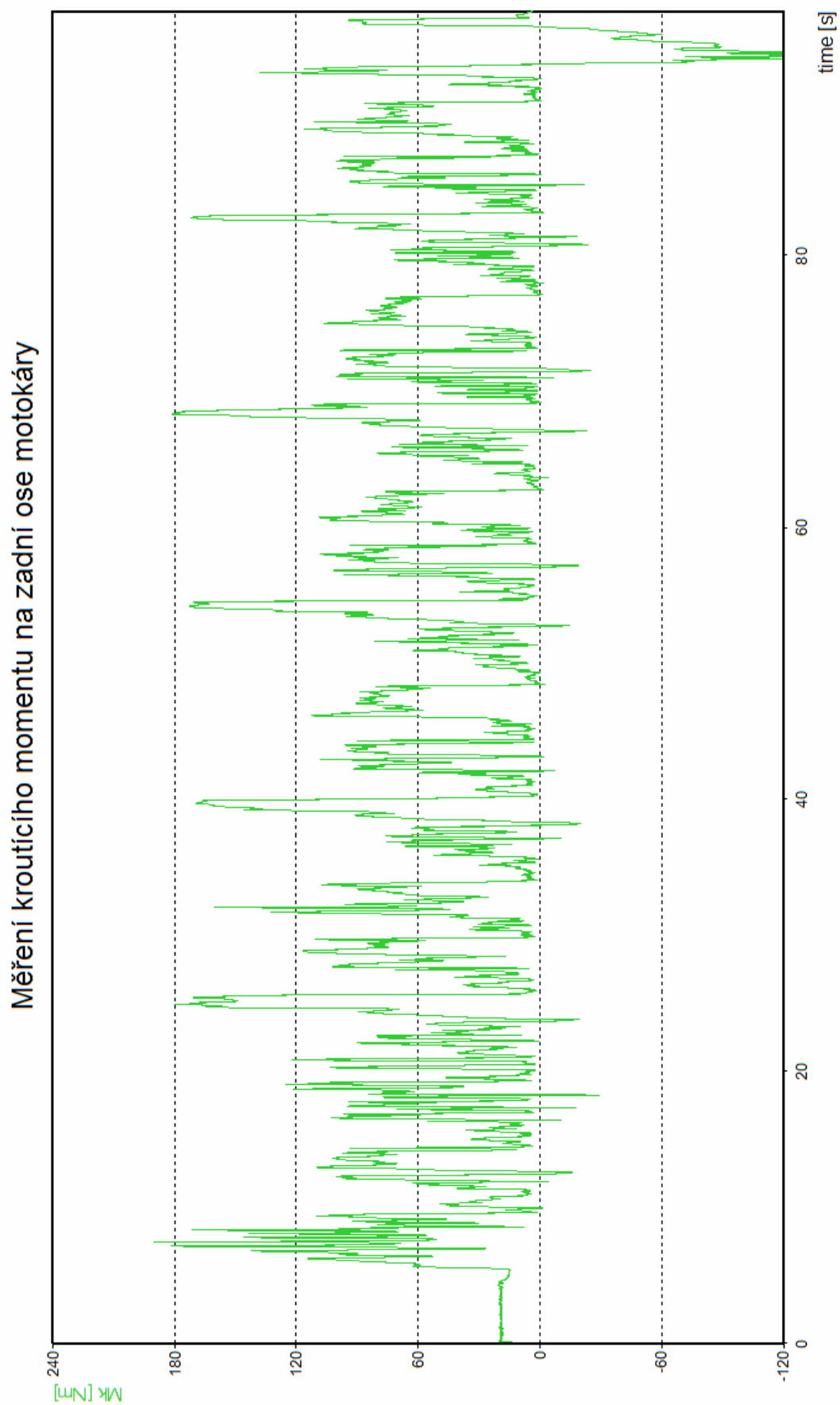
Měření jsem prováděl pouze na jedné straně zadní osy, neboť na opačné nebylo z prostorových důvodů možno tenzometry umístit. Pro následné vyhodnocení proto provádím určité zjednodušení když předpokládám, že na druhé části osy bude působit stejný moment.

$$\begin{aligned}k_M &= 2 \cdot k_M' \\k_M &= 2 \cdot 54,57 \\k_M &= 109,14 \frac{\text{Nm}}{\text{V}}\end{aligned}\tag{9.13}$$

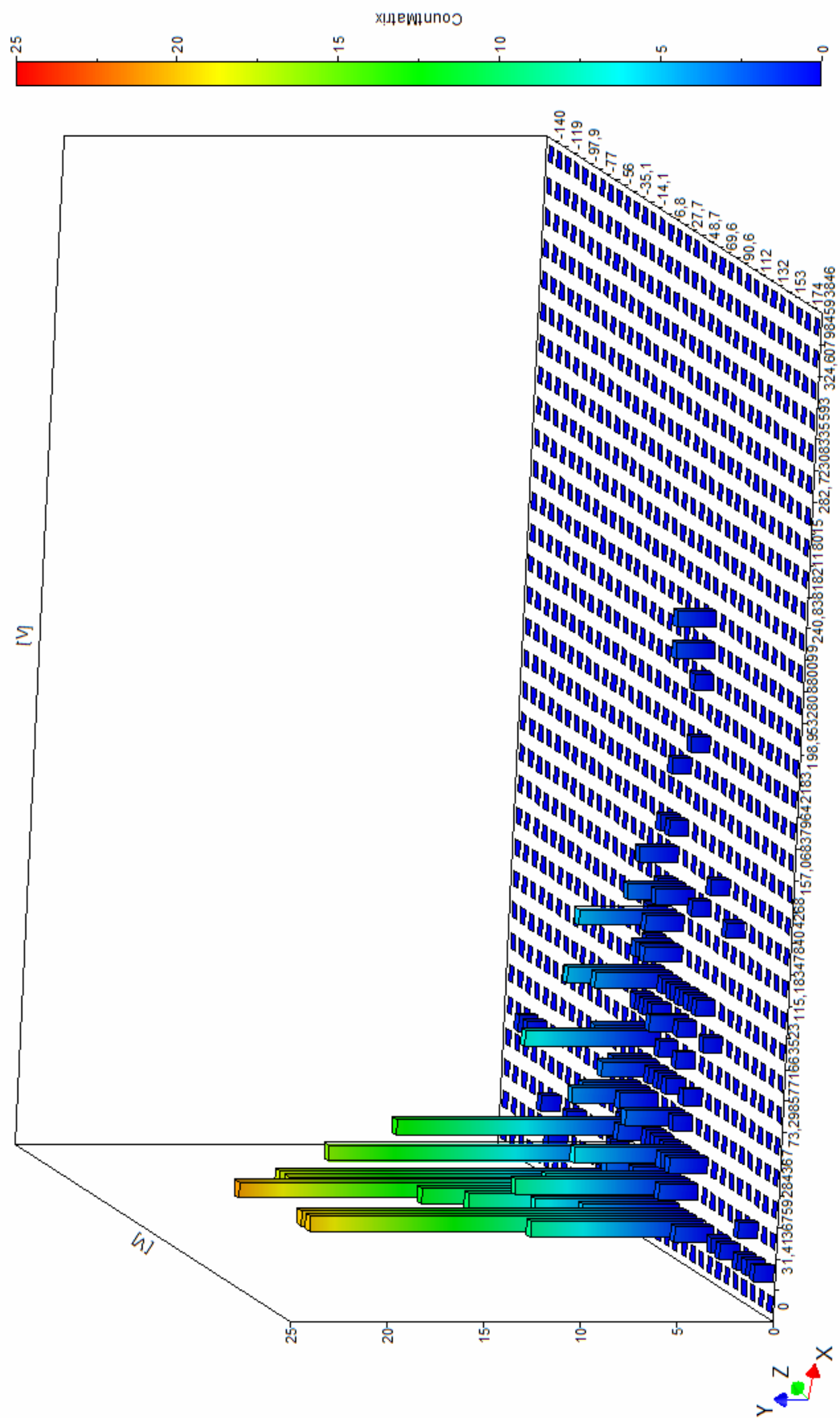
Z měřicího přístroje Yokogawa DL520 jsme dostali naměřené hodnoty. Tyto hodnoty jsem otevřel pomocí počítačového softwaru FlexPro [18]. Aby byly hodnoty použitelné, musel jsem je vynásobit právě přepočítací konstantou  $k_M$ . Výsledný průběh krouticího momentu na zadní ose je vidět na obrázku obr. 9.11. Průběh byl zaznamenán pro 5 testovacích kol. Záporné hodnoty představují moment od brzdění (jak motorem, tak brzdou). Propad na konci měření představuje brzdění po ujetí 5 kol. Kladné hodnoty jsou výrazně vyšší a špička naměřeného momentu se dotýká  $180\text{Nm}$ .

Na obr. 9.12 je pomocí programu [18] vytvořen 3D diagram Rainflow, kde ve směru osy  $x$  jsou vyneseny amplitudy momentů. Osa  $y$  představuje jejich střední hodnotu a osa  $z$  počet výskytů dané hladiny na dané střední hodnotě.

Na konci jízdy po ujetí 5 kol jsme při brzdění naměřili hodnotu brzdného momentu  $209,42 \text{ Nm}$ . Jak uvidíme později v kapitole 12 je hodnota naměřeného brzdného momentu a hodnota vypočítaného brzdného momentu téměř shodná. Odchylka je pouhých cca 5%.



Obr. 9.11 Průběh krouticího momentu při jízdě



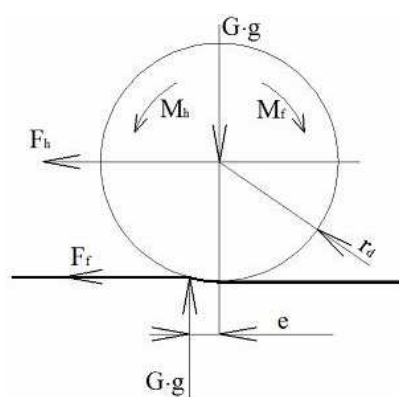
Obr. 9.12 3D diagram Rainflow

## 10. Výpočet odstředivé spojky

Základním principem pohonu je rozjezd pomocí rozběhové spojky. Při volnoběžných otáčkách motoru  $1400 \text{ ot/min}$  již dochází k mírnému spínání spojky. Při zvýšení otáček nad uvedenou otáčku dojde k postupnému spínání spojky a motokára se plynule rozjede. Při otáčkách nad  $2000 \text{ ot/min}$  by již měla spojka přenášet plně bez prokluzu aktuální točivý moment.

### 10.1 Moment potřebný k uvedení motokáry do pohybu

Nejprve je potřeba určit velikost momentu, při kterém nastane překonání valivého odporu a motokára se dá do pohybu. Součinitel adheze jsem zvolil ze skript [4] a rameno valivého odporu z internetu [10]. Na obr. 10.1 je znázorněný průběh sil a momentů na hnacím zadním kole.



Obr. 10.1 Silový rozbor na kole

Pro kontakt pneu vs. asfalt

součinitel adheze  $\varphi$ .....0,8

rameno valivého odporu  $e$ .....0,003mm

Maximální koly přenositelná adhezní síla

Ve vztahu pro výpočet adhezní síly je potřeba určení hmotnosti připadající na hnací kola. Rozložení hmotnosti na přední a zadní nápravu vyplývá z práce [8] a to v poměru 70:30. Jak vyplývá z pozdějších kalkulací, adhezní síla je vyšší než síla vyvolaná hnacím či brzdícím momentem, takže k prokluzu mezi pneumatikou a vozovkou nedojde.

hmotnost motokáry s jezdce  $m$ .....180kg

Část hmotnosti připadající na zadní osu  $m_{ad}$ .....126kg

$$F_{ad} = m_{ad} \cdot g \cdot \varphi$$

$$F_{ad} = 126 \cdot 9,81 \cdot 0,8$$

$$F_{ad} = 989 \text{ N}$$

(10.1)

Hnací síla

K určení hnací síly nám poslouží výpočet síly odporu valení [4].

poloměr zadního kola motokáry  $r_d \dots\dots\dots 0,125m$

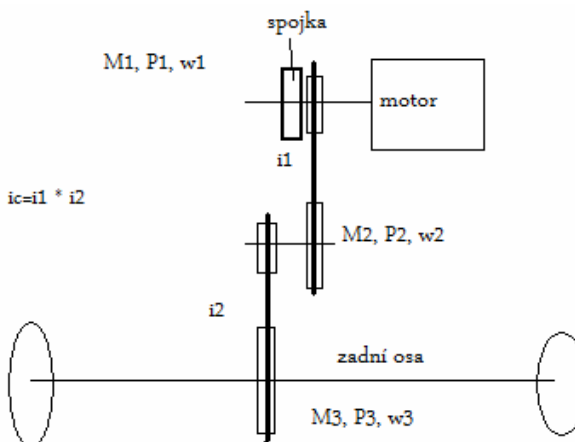
$$F_f = g \cdot m \cdot \frac{e}{r_d}$$
$$F_f = 9,81 \cdot 180 \cdot \frac{0,003}{0,125} \quad (10.2)$$
$$F_f = 42,38 \text{ N}$$

Síla  $F_f$  je síla odporu valení. Když jí porovnáme s adhezní silou, zjistím že je několikanásobně menší – nedojde k prokluzu kol při rozjezdu. Hodnota  $F_f$  připadá na celou zadní osu. Vynásobením této síly poloměrem pneumatiky získám potřebný moment odporu valení.

$$M_f = F_f \cdot r_d$$
$$M_f = 42,38 \cdot 0,125 \quad (10.3)$$
$$M_f = 5,3 \text{ Nm}$$

## 10.2 Předběžný návrh spojky

Když je motokára nastartována, dochází již při volnoběžných otáčkách cca 1400/min k sepínání spojky. Z tohoto důvodu se motokára při startování vzadu podepírá, nebo stačí držet jemně brzdu, aby spojka prokluzovala a motokára stála – zde je nevýhoda zbytečného opotřebování obložení spojky. Na obr. 10.2 vidíme schematický převod od motoru k zadní ose. Celkový převod uvažuji  $i_c=5$ . Z toho jednotlivé převody volím:  $i_1=2$  a  $i_2=2,5$ .



Obr. 10.2 Schéma převodu



Přes celkový převod  $i_c$  jsem spočítal, že momentu odporu valení na zadní ose odpovídá moment  $1,06Nm$  na spojce. Jelikož spojka zabírá již na volnoběh, uvažuji tento moment při otáčkách  $1400ot/min$ , jak je patrné z tabulky tab.2, kde je hodnota momentu přepočítána na sílu. Při  $2000ot/min$  musí být spojka schopna přenést moment o velikosti  $13Nm$ , aby byl plně využit výkon motoru a u spojky nedocházelo k prokluzu. V tab.2 jsou uvedeny otáčky, kterým náleží velikosti odstředivých sil získané ze zmiňovaných momentů. Tření mezi čelisti spojky [14] je dle výrobce  $0,38$ . Síla v tabulce není rozpočítaná mezi čtyři čelisti spojky, jedná se tedy o celkovou sílu.

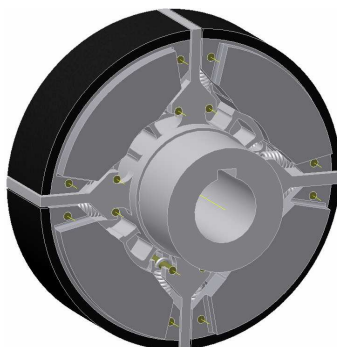
Tab.2 Odstředivé síly z požadovaných momentů

Otáčky motoru	Odstředivá síla z požadovaných momentů
1400/min	55,79 N
2000/min	684,2N

V následující tabulce tab.3 jsou uvedené odstředivé síly od čelistí při jednotlivých otáčkách vycházejících ze vztahu:

$$F_{od} = 4 \cdot m_{\check{c}} \cdot \left( \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right)^2 \cdot r - F_s \quad (10.4)$$

celková odstředivá síla pro 4 čelisti..... $F_{od}$   
 hmotnost jedné čelisti..... $m_{\check{c}}$   
 otáčky motoru..... $n$   
 poloměr těžiště k ose otáčení..... $r$   
 síla pružiny..... $F_s$



Obr. 10.3 Odstředivá spojka se 4 čelistmi

Do vzorce jsem postupně dosazoval různé hodnoty pro hmotnost čelisti a vzdálenost jejího těžiště k ose otáčení tak, aby byly parametry nejvýhodnější. Ideální parametry vyšly pro hmotnost  $m_c = 0,191\text{kg}$  a vzdálenost těžiště k ose otáčení  $r = 0,04\text{m}$ . K těmto rozměrům zkonstruuji samotnou čelist.

Tab.3 Výsledná síla pro ideální parametry spojky

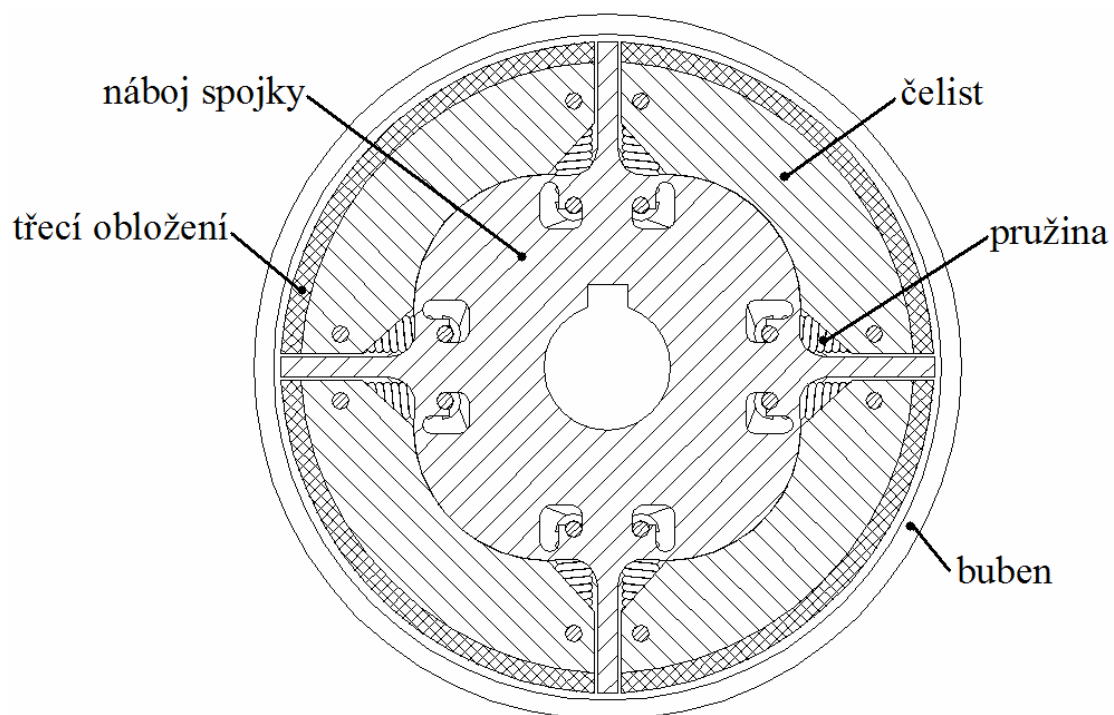
Otáčky motoru	Síla z Tab.2	Odstředivá síla čelistí	Síla pružin	Výsledná síla
1400/min	55,79 N	656,8507 N	656,3116	0,5391
2000/min	684,2 N	1340,512 N		684,2

V tab.3 jsou ve třetím sloupci uvedené odstředivé síly samotných čelistí bez pružin. Čtvrtý sloupec ukazuje ideální sílu pružin (rozdíl druhého a třetí sloupce pro otáčky motoru 2000ot/min), aby spojka zabrala na plný výkon při 2000ot/min. Poslední sloupec patří celkovým hodnotám výsledné síly, kde je od odstředivé síly čelistí odečtena síla pružin. Když poslední sloupec porovnám s druhým sloupцем, je patrné, že spojka na volnoběh bude nepatrně zabírat a to silou 0,5391N. Aby se motokára na volnoběh dala do pohybu, musela by být síla minimálně 55,79N. Pro otáčky motoru 2000ot/min je výsledná síla shodná s požadovanou silou. Spojka tak přenesení aktuální točivý moment motoru bez prokluzu. V tab.4 jsou uvedeny hodnoty přenositelných výkonů vypočítané z náležitých otáček a momentů vycházejících ze skutečných výsledných sil ovlivněných silou pružin. Z tabulky je patrné, že je spojka navržena správně a nedojde k prokluzu v doporučených otáčkách od 2000 do 3600ot/min.

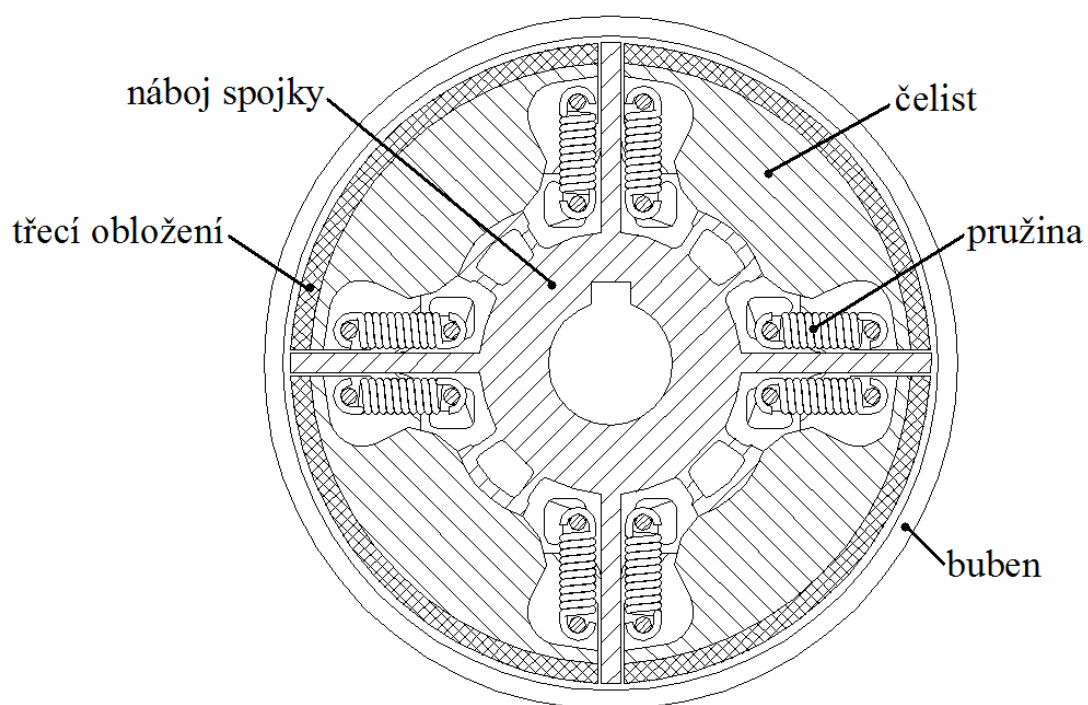
Tab.4 Hodnoty přenositelných výkonů

Otáčky motoru	Výsledná síla	□ odpovídající výkon
1400/min	0,5391N	0,0015kW
2000/min	684,2N	2,72kW
3600/min	3686,95N	26,41kW

Spojka je tvořena čtyřmi zabírajícími čelistmi viz obr. 10.3. Řez spojkou ve střední rovině a v rovině umístění pružin je zobrazen na obr. 10.4, respektive obr. 10.5. Každá čelist je osazena čtyřmi pružinami. Volím tažnou pružinu, která vyvine sílu 41N. Při počtu 16ks odpovídá celková síla pružin 656N. Pružiny s požadovanými parametry budou zakázkově vyrobeny od firmy Alkomex [9].



*Obr. 10.4 Řez spojkou v její střední rovině*



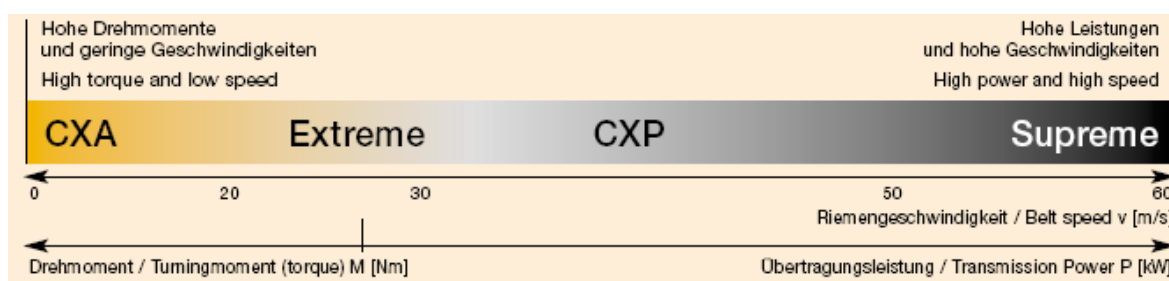
*Obr. 10.5 Řez spojkou v rovině umístění pružin*

# 11. Výpočet řemenové převodu

## 11.1 Volba řemenu

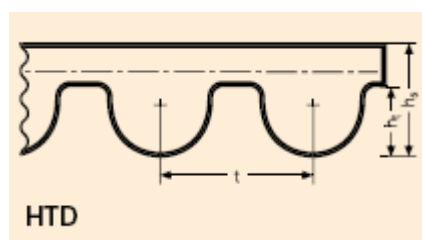
Řemen použitý u motokáry je vystaven vysoké rychlosti. Při maximálních otáčkách 3600/min se pohybuje řemen rychlostí  $v = 12,48 \text{ m/s}$ . Volím ozubený řemen a jeho výpočet dle firmy Tyma [16].

V prvním kroku vyberu řemen dle rychlosti, které bude vystaven (obr. 11.1). V mém případě, aby řemen později vyhověl pevnostní kontrole volím CXP, který je schopen přenést rychlost až  $v = 50 \text{ m/s}$ .

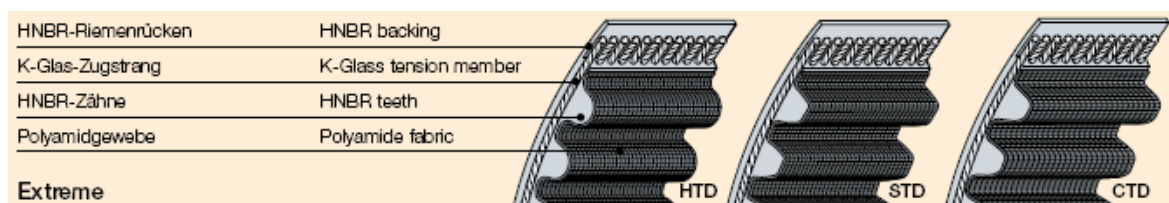


Obr. 11.1 Rozdělení řemenů dle rychlosti

Typ řemene CXP volím HTD 8M (obr. 11.2). Profil zubů je zobrazen na obr. 11.3. Řemeny jsou konstruovány pro velkou zátěž a precizní výroba zaručuje vysoký stupeň synchronizace zapadání zubů řemene do řemenice. Řemeny nevyžadují žádné mazání. Konstrukce a použité materiály při výrobě zabezpečují konstantní napětí v řemenu. HTD řemeny jsou extrémně tiché při provozu a odolné vysokému rozdílu teplot, což je výhodné z důvodu relativně blízkého uložení motoru.



Obr. 11.3 Profil řemene HTD



Obr. 11.2 Složení řemene

## 11.2 Volba řemenic a určení součinitelů c

Volím materiál řemenic ocel 9 SMn 28K (11 109) pro rozteč zubů řemene  $8mm$ . Řemenice budou vybaveny obrubou plechu po obou stranách. Obruby zabrání sjetí řemene z řemenice.

Volené rozměry hnací a hnané řemenice. Průměry jsou vyznačeny na obr. 11.4.

Malá hnací řemenice:

počet zubů  $z_k$ .....26

roztečný průměr  $d_{wk}$ .....66,21mm

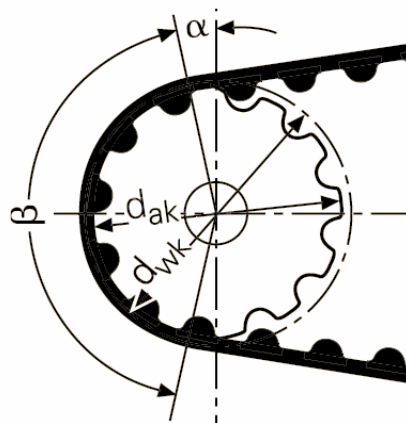
velký průměr řemenice  $d_{ak}$ .....64,84mm

Hnaná řemenice:

počet zubů  $z_g$ .....52

roztečný průměr  $d_{wg}$ .....132,42mm

velký průměr řemenice  $d_{ag}$ .....131,05mm



Obr. 11.4 Kótovaná řemenice

Převodový poměr potom bude:

$$i_1 = \frac{z_g}{z_k} = \frac{52}{26} = 2 \quad (11.1)$$

Osovou vzdálenost volím  $a_w = 130mm$

Volba součinitelů, dle tabulek [15] návrhu výpočtu řemenic firmy Tyma.

součinitel zatížení.....  $c_2 = 1,3$

součinitel zrychlení.....  $c_3 = 0,2$

součinitel délky řemene.....  $c_5 = 0,8$

součinitel šířky řemene.....  $c_6 = 1$

součinitel únavy  $c_4$  by byl v našem případě příliš malý – není v rozsahu tabulky, proto jej zanedbám.

celkový zatěžující faktor se pak vypočítá dle vztahu:

$$\begin{aligned}c_0 &= c_2 + c_3 + c_4 \\c_0 &= 1,3 + 0,2 \\c_0 &= 1,5\end{aligned}\tag{11.2}$$

### 11.3 Výpočet délky řemene

Když znám osovou vzdálenost řemenic „ $a$ “, rozteč zubů „ $t$ “ a počet zubů „ $z$ “ jednotlivých řemenic, mohu spočítat délku řemene  $L_w$ .

Vstupní hodnoty:

$$a_w = 130mm, t = 8mm, z_k = 26, z_g = 52$$

$$\begin{aligned}L_w &= 2 \cdot a_w + \frac{t}{2} \cdot (z_g + z_k) + \frac{\left[ \frac{t}{\pi} \cdot (z_g - z_k) \right]^2}{4 \cdot a} \\L_w &= 2 \cdot 130 + \frac{8}{2} \cdot (52 + 26) + \frac{\left[ \frac{8}{\pi} \cdot (52 - 26) \right]^2}{4 \cdot 130} \\L_w &= 580,43 mm\end{aligned}\tag{11.3}$$

→ volím dle výrobce [16] řemen délky 600mm, označení 600 – 8M

### 11.4 Výpočet skutečné osové vzdálenosti

$$\begin{aligned}a &= \frac{1}{4} \cdot \left[ L_w - \frac{t}{2} \cdot (z_g + z_k) + \sqrt{\left[ L_w - \frac{t}{2} \cdot (z_g + z_k) \right]^2 - 2 \cdot \left[ \frac{t}{\pi} \cdot (z_g - z_k) \right]^2} \right] \\a &= \frac{1}{4} \cdot \left[ 600 - \frac{8}{2} \cdot (52 + 26) + \sqrt{\left[ 600 - \frac{8}{2} \cdot (52 + 26) \right]^2 - 2 \cdot \left[ \frac{8}{\pi} \cdot (52 - 26) \right]^2} \right] \\a &= 140,09 mm\end{aligned}\tag{11.4}$$

## 11.5 Úhel opásání malé řemenice

$$\begin{aligned}\beta &= 2 \cdot \arccos \left[ \frac{t \cdot (z_g - z_k)}{2 \cdot \pi \cdot a} \right] \\ \beta &= 2 \cdot \arccos \left[ \frac{8 \cdot (52 - 26)}{2 \cdot \pi \cdot 140,09} \right] \\ \beta &= 152,66^\circ\end{aligned}\tag{11.5}$$

## 11.6 Počet zubů v záběru

$$\begin{aligned}z_e &= z_k \cdot \frac{\beta}{360} \\ z_e &= 26 \cdot \frac{152,66}{360} \\ z_e &= 11,02 \\ &\rightarrow \text{součinitel zabírajících zubů řemenu} \dots c_I = I\end{aligned}\tag{11.6}$$

## 11.7 Jmenovitý přenositelný výkon, součinitel bezpečnosti řemenu

Z tabulek výpočtu pro řemeny [16] volím pro můj vybraný řemen a otáčky řemenice, jmenovitý přenositelný výkon  $P_N$ . Tento výkon vynásobím součinitelem šířky pásu  $c_6$  a dostanu hodnotu výkonu  $P_R$ , kterou je řemen schopen přenést.

$$P_N = 10,4 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned}P_R &= P_N \cdot c_6 \\ P_R &= 10,4 \cdot 1 \\ P_R &= 10,4 \text{ kW}\end{aligned}\tag{11.7}$$

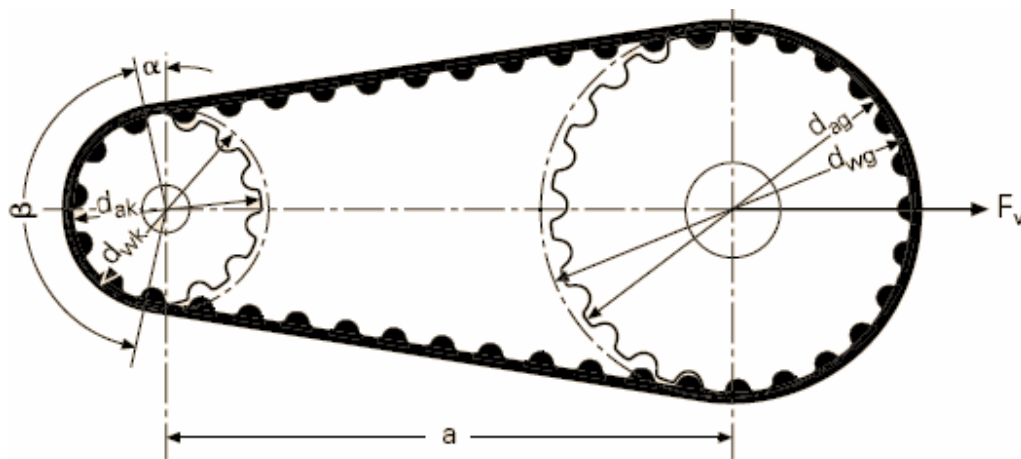
součinitel bezpečnosti řemenu

$$\begin{aligned}k_r &= \frac{P_R}{P} \\ &= \frac{10,4}{4,8} \\ k_r &= 2,17\end{aligned}\tag{11.8}$$

Výkon motoru Honda GX200 motokáry činí  $P = 4,8 \text{ kW}$ . Je tedy patrné, že mnou zvolený řemen přeneseme bez problému i vyšší výkon. Bezpečnost řemene je  $k_r = 2,17$ .

## 11.8 Výpočet obvodové síly $F_V$

Při maximálním výkonu motoru bude hřídel zatížena silou  $F_V$  viz obr. 11.5. Abych sílu spočítal, zjistím z katalogu výrobce [16] součinitele „ $k$ “.



Obr. 11.5 Schéma ozubeného řemenového převodu

počáteční servisní faktor.....  $k_1 = 1,25$

počáteční zatěžující faktor.....  $k_2 = 1,16$

$$F_V = k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{t \cdot z_k \cdot n_k}$$

$$F_V = 1,25 \cdot 1,16 \cdot \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 4,8 \cdot \sin \frac{152,66}{2}}{8 \cdot 26 \cdot 3600} \quad (11.9)$$

$$F_V = 541,89 \text{ N}$$

## 11.9 Dovolená síla v řemenu

Dle hodnot výrobce [16], je pro řemen HTD 8M maximální přípustná síla v řemenu  $F_u = 1150 \text{ N}$ . Tuto sílu porovnám s vypočítanou silou v řemenu.



### 11.10 Vypočítaná síla v řemenu

Jedná se o sílu, známá z jiných literatur pod značkou  $F_o$ . Při porovnání výsledku této síly s dovolenou tabulkovou silou vidíme, že vyhovuje.

$$\begin{aligned}F_{stat} &= \frac{F_v}{2 \cdot \sin \frac{\beta}{2}} \\F_{stat} &= \frac{541,89}{2 \cdot \sin \frac{152,66}{2}} \\F_{stat} &= 278,84 \text{ N} \leq 1150 \text{ N} \dots \text{Vyhovuje}\end{aligned}\tag{11.10}$$

### 11.11 Výpočet síly $F_v$ z naměřených hodnot

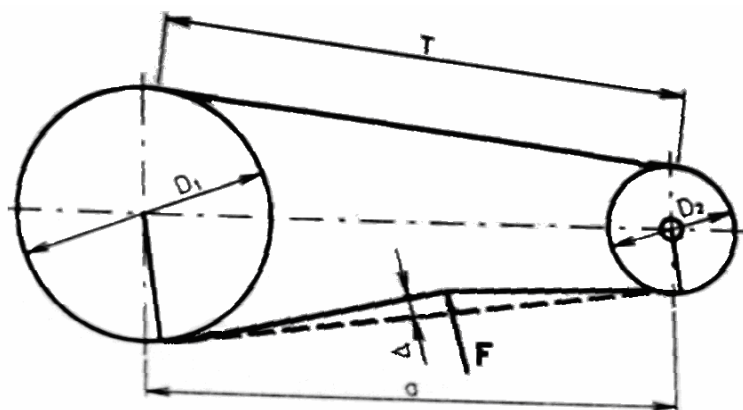
Součástí mé práce bylo i tenzometrické měření. Pomocí tenzometrie jsem naměřil na zapůjčené motokáře skutečné hodnoty zatížení zadní osy motokáry při jízdě. Průběh kroutícího momentu je vidět na obr. 9.11. Jako nejvyšší zatížení kroutícím momentem беру  $180Nm$ . Tento přepočítám převodovým poměrem  $i = 5$  na výstupní hřídel z motoru – pro malou řemenici. Nyní dosadím do upraveného vztahu pro moment.

$$\begin{aligned}F_v &= k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{t \cdot z_k} \\F_v &= 1,25 \cdot 1,16 \cdot \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 36 \cdot \sin \frac{152,66}{2}}{8 \cdot 26} \\F_v &= 487,7 \text{ N}\end{aligned}\tag{11.11}$$

Můžeme si všimnout, že rozdíl sil  $F_v$  vypočítaných z tabulkových a naměřených hodnot se pohybuje kolem 10%. Zde je potřeba brát v úvahu, že každý sériově vyráběný motor nemá stejné výkonové křivky udávané výrobcem.

## 11.12 Výpočet síly napínací kladky

Ozubený řemenový převod dle odborné literatury [3] nevyžaduje předpětí, tudíž ani dopínání. V porovnání s předpětím při klasickém řemenovém převodu to znamená snížení zatížení ložisek hřídelí. Rozhodl jsem se umístit do redukce napínací kladku. Z následujícího výpočtu [2] je vidět, že není potřeba velké napínací síly. Vycházím z deformace  $\Delta$  vyvolané silou  $F$  viz obr. 11.6 z [2].



Obr. 11.6 Deformace  $\Delta$  vyvolaná silou  $F$

$$T = \sqrt{a^2 + \left( \frac{d_{wg} - d_{wk}}{2} \right)^2}$$

$$T = \sqrt{140,09^2 + \left( \frac{132,42^2 - 66,21^2}{2} \right)^2} \quad (11.12)$$

$$T = 143,95 \text{ mm}$$

$$\Delta = 0,01 \cdot T$$

$$\Delta = 0,01 \cdot 143,95$$

$$\Delta \cong 1,44 \text{ mm} \quad (11.13)$$

konstanta – funkce rozteče zubů řemene a šířky řemene.....  $Y = 0,4$

délka řemene.....  $L = 600 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}
F_{\min} &\leq F \leq F_{\max} \\
\frac{F_v + \frac{T}{L} \cdot Y}{25} &\leq F \leq \frac{1,1 \cdot F_v + \frac{T}{L} \cdot Y}{25} \\
\frac{541,89 + \frac{143,95}{600} \cdot 0,4}{25} &\leq F \leq \frac{1,1 \cdot 541,89 + \frac{143,95}{600} \cdot 0,4}{25} \\
21,68 &\leq F \leq 23,85
\end{aligned}
\tag{11.14}$$

Síla  $F$  by se měla pohybovat ve vypočítaném rozsahu. Volím  $F = 22N$ . Touto silou bude k řemeni přitlačována napínací kladka. Kladku přitlačuji pomocí šroubu.

### 11.13 Výpočet druhého řemenového převodu

V kapitole 10 je z obr. 10.2 patrné, že jsem použil variantu s dvěma řemenovými převody. První řemenový převod byl převod v redukci. Druhý převod je z redukce na zadní osu. Jelikož se jedná o podobný výpočet, uvedu pouze průběžné výsledky. Zvolil jsem stejný řemen HTD 8M o šířce 20mm.

hnací řemenice:  $z_k = 24$

$$d_{wk} = 61,12 \text{ mm}$$

$$d_{ak} = 59,75 \text{ mm}$$

hnaná řemenice:  $z_g = 60$

$$d_{wg} = 152,79 \text{ mm}$$

$$d_{ag} = 151,42 \text{ mm}$$

Výpočet:

osová vzdálenost..... $a_w = 300 \text{ mm}$

rozteč zubů řemene..... $t = 8 \text{ mm}$

délka řemene pro osovou vzdálenost 300mm:

$$L_w \approx 943 \text{ mm} \dots\dots \text{volím řemen délky } 960\text{mm}, \text{ označení } 960 - 8M$$

skutečná osová vzdálenost:

$$a \approx 308,6 \text{ mm}$$

součinitel zatížení..... $c_2 = 1,3$   
 součinitel zrychlení..... $c_3 = 0,3$   
 součinitel délky řemene..... $c_5 = 1$   
 součinitel šířky řemene..... $c_6 = 1$   
 jmenovitý přenositelný výkon..... $P_N = 5,01 \text{ kW}$

celkový zatěžující faktor:

$$c_0 = 1,6$$

počáteční servisní faktor.....  $k_1 = 1,25$

počáteční zatěžující faktor.....  $k_2 = 1,15$

úhel opásání malé řemenice:

$$\beta = 162,9^\circ$$

počet zubů v záběru:

$$z_e = 10,86 \dots\dots\dots c_1 = 1$$

maximální přenositelný výkon:

$$P_R = 5,01 \text{ kW}$$

obvodová síla:

$$F_V = 1184,6 \text{ N}$$

maximální přípustná síla v řemenu:

$$F_u = 1150 \text{ N}$$

vypočítaná síla v řemenu:

$$F_{stat} = 598,96 \text{ N} \leq 1150 \text{ N} \dots \text{Vyhovuje}$$

## 12. Výpočet kotoučové brzdy

Při návrhu kotoučové brzdy jsem provedl tři úvahy. První úvaha vychází z počátečního stanovení brzdného zrychlení a následného výpočtu brzdného momentu, který zatěžuje zadní osu. Poslední dvě varianty vycházejí ze součinitele tření a součinitele adheze, tzn. brzdění se zablokovanými koly a brzdění, kdy ještě nedojde ke smýkání kol, k tomu nám posloužil součinitel adheze. Všechny úvahy budou porovnány a vyhodnoceny. Nejhorší variantu použiji pro kontrolu zadní osy.

### 12.1 Stanovení brzdného zrychlení

Maximální rychlost naší motokáry je přibližně 11 m/s. Volím, že při plném sešlápnutí brzdového pedálu by motokára měla zastavit za 2 sekundy. Brzdné zrychlení je potom

$$\begin{aligned}a_b &= \frac{v}{t} \\a_b &= \frac{11}{2} \\a_b &= 5,5 \text{ m/s}^2\end{aligned}\tag{12.1}$$

Protože je kotoučová brzda pouze na zadní ose, musím vypočítat moment zadní osy, vycházející z momentů setrvačnosti jednotlivých dílů (kolo, brzdový kotouč, řetězové kolo, zadní osa). K tomu připočítám moment, který vytváří brzdná síla motokáry. Jednotlivé hodnoty hmotností a poloměrů uvedené ve vztahu (12.2) jsou odměřeny z namodelované motokáry v kreslícím programu [19], popř. od dodavatelské firmy [13].

$$\begin{aligned}J &= 2 \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot (r_2^2 + r_d^2) \right] + \left[ \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot (r_2^2 + r_3^2) \right] + \left[ \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot (r_2^2 + r_4^2) \right] + \left[ \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot r_2^2 \right] \\J &= 2 \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot (0,015^2 + 0,125^2) \right] + \frac{1}{2} \cdot 2,438 \cdot (0,015^2 + 0,085^2) + \frac{1}{2} \cdot 1,73 \cdot (0,015^2 + 0,07571^2) + \frac{1}{2} \cdot 4,922 \cdot 0,015^2 \\J &= 0,046486 \text{ kg} \cdot \text{m}^2\end{aligned}\tag{12.2}$$

Moment vyvolaný momentem setrvačnosti bude:

$$M_2 = J \cdot \frac{\varpi_3}{t_b}$$

$$M_2 = 0,046486 \cdot \frac{75,398}{2} \quad (12.3)$$

$$M_2 = 1,752 \text{ Nm}$$

Dopočítání momentu vzniklého od brzdné síly. Zde uvažuji celkovou hmotnost motokáry, od které je odečtena hmotnost zadní osy s komponenty (brzda, řetězové kolo a dvě kola).

$$F_b = m \cdot a_b$$

$$F_b = [180 - (2 \cdot 2 + 2,438 + 1,73 + 4,922)] \cdot 5,5 \quad (12.4)$$

$$F_b = 918 \text{ N}$$

Z této síly určím moment působící na zadní osu. Jelikož síla bude vytvářet moment k zadní ose otáčení, bude její rameno rozdíl vzdáleností celkového těžiště motokáry (vzdálenost těžiště motokáry od země [8] ) a poloměru pneu zadního kola.

$$M_1 = F_b \cdot (r_T - r_d)$$

$$M_1 = 918 \cdot (0,237 - 0,125) \quad (12.5)$$

$$M_1 = 103,275 \text{ Nm}$$

Celkový brzdný moment získám sečtením jednotlivých vypočítaných momentů

$$M_C = M_1 + M_2$$

$$M_C = 103,275 + 1,752 \quad (12.6)$$

$$M_C \cong 105,03 \text{ Nm}$$

## 12.2 Brzdění se zablokovánými koly

Druhá úvaha spočívá ve výpočtu brzdného momentu, který vznikne při takovém brzdění, kde kola budou zablokována a budou se smýkat. Součinitel tření mezi betonem a pneumatikou byl čerpán z [17]. Třecí síla potom bude:

$$\begin{aligned}F_T &= m \cdot g \cdot f \\F_T &= 180 \cdot 9,81 \cdot 1 \\F_T &= 1765,8 \text{ N}\end{aligned}\tag{12.7}$$

Brzdný moment

$$\begin{aligned}M_B &= F_T \cdot r \\M_B &= 1765,8 \cdot 0,125 \\M_B &= 220,725 \text{ Nm}\end{aligned}\tag{12.8}$$

Tato síla odpovídá brzdnému zrychlení

$$\begin{aligned}a_b &= \frac{F_T}{m} \\a_b &= \frac{1765,8}{180} \\a_b &= 9,81 \text{ m/s}^2\end{aligned}\tag{12.9}$$

Čas, ze který motokára zastaví

$$\begin{aligned}t_b &= \frac{v}{a_b} \\t_b &= \frac{11}{9,81} \\t_b &= 1,12 \text{ s}\end{aligned}\tag{12.10}$$

## 12.3 Brzdění bez zablokovaných kol

V poslední třetí úvaze vycházím ze součinitele adheze. Zjistím velikost brzdného momentu, kdy ještě nedojde ke smýkání kol.

$$\begin{aligned}F_T &= m \cdot g \cdot \varphi \\F_T &= 180 \cdot 9,81 \cdot 0,8 \\F_T &= 1412,64 \text{ N}\end{aligned}\tag{12.11}$$

Brzdný moment

$$\begin{aligned}M_B &= F_T \cdot r_d \\M_B &= 1412,64 \cdot 0,125 \\M_B &= 176,58 \text{ Nm}\end{aligned}\tag{12.12}$$

Brzdné zrychlení

$$\begin{aligned}a_b &= \frac{F_T}{m} \\a_b &= \frac{1412,64}{180} \\a_b &= 7,85 \text{ m/s}^2\end{aligned}\tag{12.13}$$

Čas, za který motokára zastaví

$$\begin{aligned}t_b &= \frac{v}{a_b} \\t_b &= \frac{11}{7,85} \\t_b &= 1,4 \text{ s}\end{aligned}\tag{12.14}$$

## 12.4 Vyhodnocení

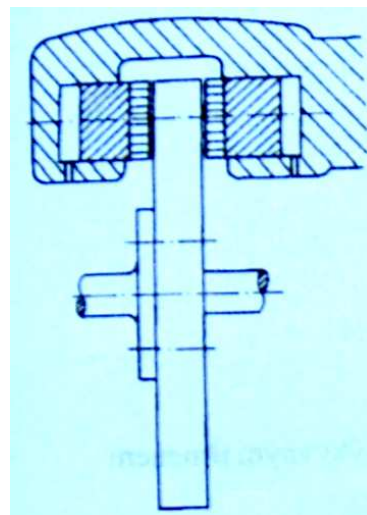
Když se podíváme na výsledky jednotlivých úvah výpočtu brzdných momentů, zjistíme, že jsou odlišné. První úvahu, kde bylo nejprve zvoleno brzdné zrychlení a



následné dopočítání brzdného momentu bych v následující kontrole zadní osy vynechal. Kontrolu zadní osy bych měl správně provést při největším zatížení, tzn. počítat s druhou úvahou, nebo-li se zablokovánými koly. Každá motokára se, při sešlápnutí brzdového pedálu naplno, dostává do smyku.

## 12.5 Kontrola zvolené brzdy

Brzdovou soustavu volím od italské firmy HAASE Kart [11]. Součástí dodávky je brzdový kotouč o průměru  $180\text{mm}$ , dvou pístková brzda a kompletní hydraulické vedení včetně posilovače. Průměr pístku je  $d_p = 28\text{ mm}$ . Hydraulické brzdy pracují s tlaky  $p=110\text{bar}$  ( $11\text{MPa}$ ) [7]. Na obrázku obr. 12.1 je ukázka kotoučové brzdy s pevným dvou pístkovým třmenem.



Obr. 12.1 Kotoučová brzda

Síla pístků na brzdové obložení poté bude:

$$\begin{aligned}
 F_p &= 2 \cdot p \cdot S_p \\
 F_p &= 2 \cdot 11 \cdot \frac{\pi \cdot 28^2}{4} \\
 F_p &= 13546,55 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{12.15}$$

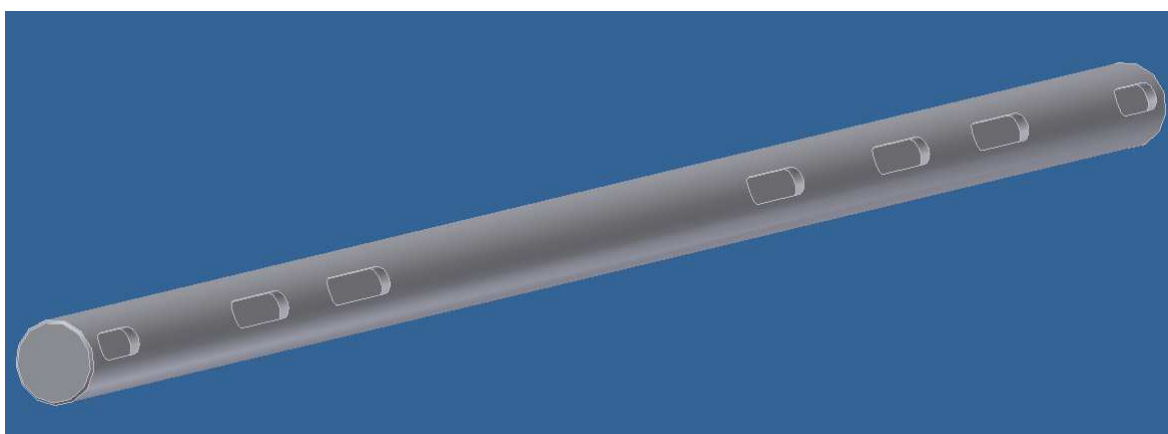
Tato síla  $F_p$  musí být větší, než normálová síla  $F_N$  od třecí síly  $F_T$ , ze vztahu 12.7, předchozí kapitoly. Tím zaručím, že dojde při brzdění k zablokování kol. Součinitel tření mezi brzdovým obložením a brzdovým kotoučem je  $f = 0,42$ , dle [16].

$$\begin{aligned}
 F_N &= \frac{F_T}{f} \\
 F_N &= \frac{1765,8}{0,42} \\
 F_N &= 4204,28 \text{ N} \leq 13546,55 \text{ N} \dots\dots \text{Vyhovuje}
 \end{aligned}
 \tag{12.16}$$

Dle vztahu 12.16 jsem brzdu zvolil správně.

## 13. Pevnostní kontrola zadní osy

Zadní osa je tyč o průměru  $30\text{mm}$ , na které jsou díry pro pera (obr. 13.1). Tyto díry působí jako vruby, tudíž musím zadní osu zkontrolovat na únavu, kde porovnám skutečné napětí v součásti s mezí únavy. Výpočet bude prováděn dle [5], z této literatury volím všechny součinitele potřebné k výpočtu. Materiálové vlastnosti oceli 34CrNiMo6 (16 343.8), ze které je zadní osa zhotovena jsou: mez pevnosti  $R_m = 1150\text{MPa}$  a mez kluzu  $R_e = 850\text{MPa}$ . Bázový počet cyklů je, dle literatury [5],  $N_c = 4 \cdot 10^7$ . Dynamickou kontrolu jsem provedl na základě amplitudové analýzy zaznamenaného průběhu. Pro analýzu jsem použil metodu Rainflow, kterou má použitý program FlexPro k dispozici. Základní analýza byla prováděna dvouparametricky (amplituda a její střední hodnota), výsledné hodnocení pak bylo prováděno jednoparametricky.



Obr. 13.1 Zadní osa

### 13.1 Tvarový součinitel

Součinitel tvaru pro drážku pro pero na hřídeli namáhaného krutem je dán vztahem (13.1) [5]. Velikosti rozměrů  $b$  (šířka pera) a  $\rho_v$  (zaoblení vrubu) jsou normalizované [6].

$$\begin{aligned}\alpha_k &= 2 + 0,05 \cdot \frac{b}{\rho_v} \\ \alpha_k &= 2 + 0,05 \cdot \frac{10}{0,6} \\ \alpha_k &= 2,833\end{aligned}\tag{13.1}$$

### 13.2 Vrubový součinitel

Výpočet vrubového součinitele lze provést několika způsoby. Zvolil jsem výpočet dle Thuma [5]. Výpočet poskytuje odhad součinitele vrubu s odchylkou 30% a to většinou na straně větší bezpečnosti.

$$\begin{aligned}\beta_k &= 1 + (\alpha_k - 1) \cdot q \\ \beta_k &= 1 + (2,833 - 1) \cdot 0,6 \\ \beta_k &\cong 2,1\end{aligned}\tag{13.2}$$

### 13.3 Součinitel velikosti

Velikost součinitele závisí na velikosti součásti. U větších součástí je větší riziko vady. Pro náš charakteristický rozměr  $d = 30 \text{ mm}$  je součinitel velikosti  $\varepsilon_{vk} = 0,81$  [5, str.29].

### 13.4 Součinitel jakosti povrchu

Tento součinitel respektuje vliv technologie výroby z hlediska jakosti povrchu. V mém případě je zadní osa leštěna na drsnost  $R_a=0,2$ .

$$\begin{aligned}\eta_{p\tau} &= 0,5 \cdot (1 + \eta_p) \\ \eta_{p\tau} &= 0,5 \cdot (1 + 0,95) \\ \eta_{p\tau} &= 0,975\end{aligned}\tag{13.3}$$

### 13.5 Mez únavy vrubované součásti

Abych dopočítal mez únavy vrubované součásti (zadní osy), musím znát mez únavy hladkého vzorku, která vychází z meze pevnosti [6].

$$\begin{aligned}\tau_c &= 0,30 \cdot R_m \\ \tau_c &= 0,30 \cdot 1150 \\ \tau_c &= 345 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{13.4}$$

Potom mez únavy zadní osy

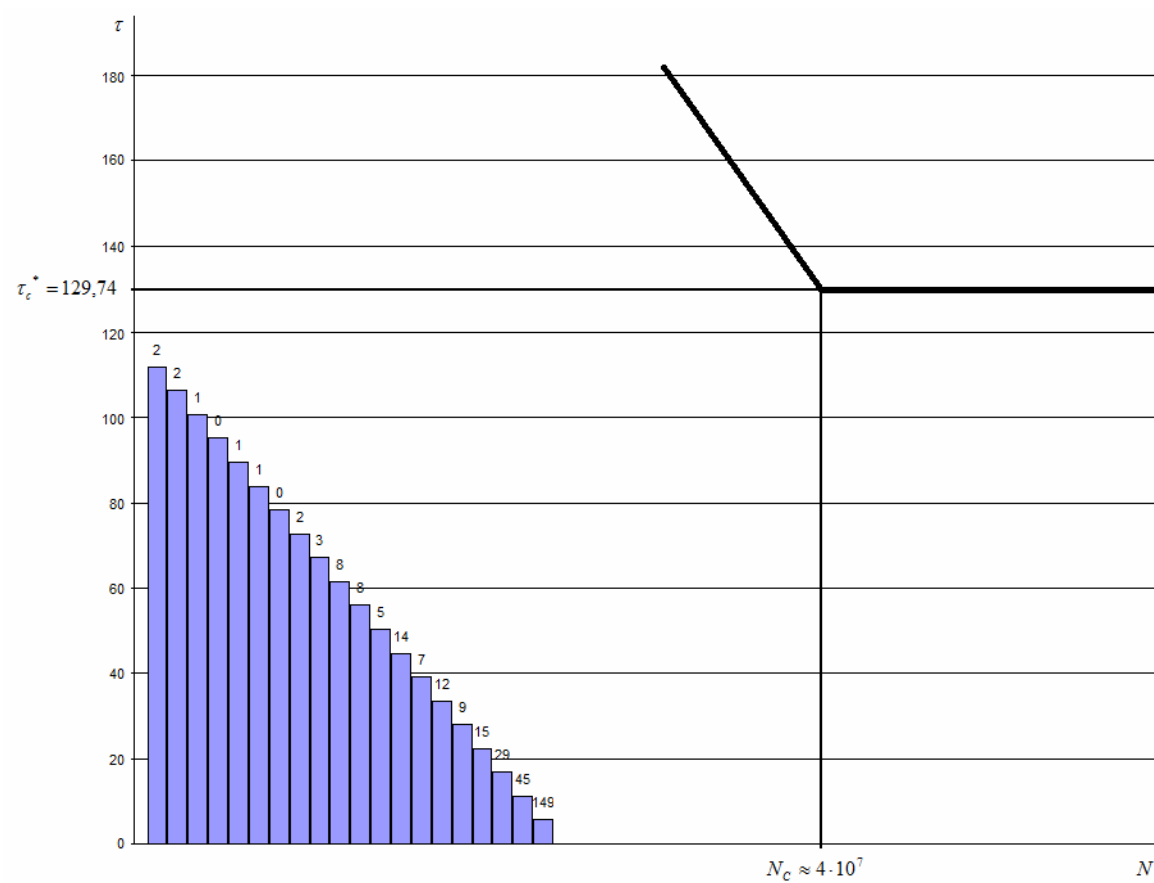
$$\begin{aligned}\tau_c^* &= \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_{vk} \cdot \eta_{pk}}{\beta_k} \\ \tau_c^* &= \frac{345 \cdot 0,81 \cdot 0,975}{2,1} \\ \tau_c^* &= 129,74 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{13.5}$$

### 13.6 Napětí vyvolané brzdným momentem

Při výpočtu uvažuji nejvyšší napětí, které zatěžuje zadní osu. Tím je, dle kapitoly 12, zatížení vyvolané brzděním se zablokovanými koly, kde působí brzdný moment  $M_B = 220,725 \text{ Nm}$ .

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \alpha_k \cdot \frac{16 \cdot M_B}{\pi \cdot d^3} \\ \tau_{\max} &= 2,833 \cdot \frac{16 \cdot 220725}{\pi \cdot 30^3} \\ \tau_{\max} &= 117,95 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{13.6}$$

Z výsledků je patrné, že při prudkém brzdění, bude napětí dle vztahu (13.6) menší, než mez únavy pro zadní osu (13.5). Můžu tedy říct, že při předpokladu použití Minerovy hypotézy má zadní osa neomezenou životnost. Obr. 13.2 představuje naměřené hodnoty přepočítané na napětí a vložené do diagramu Wöhlerovy křivky. Čísla nad jednotlivými sloupci udávají četnost výskytu. Obrázek slouží k názorné dokumentaci, že všechny naměřené hodnoty jsou pod mezí únavy pro vrubovanou součást.



Obr. 13.2 Wöhlerova křivka

## 14. Kontrola ložisek

Všechna ložiska na motokáře jsem volil od firmy SKF [15]. Výpočet ložisek jsem provedl dle jejich interaktivního výpočtového programu [15].

### 14.1 Jehlové ložisko na výstupním hřídeli z motoru

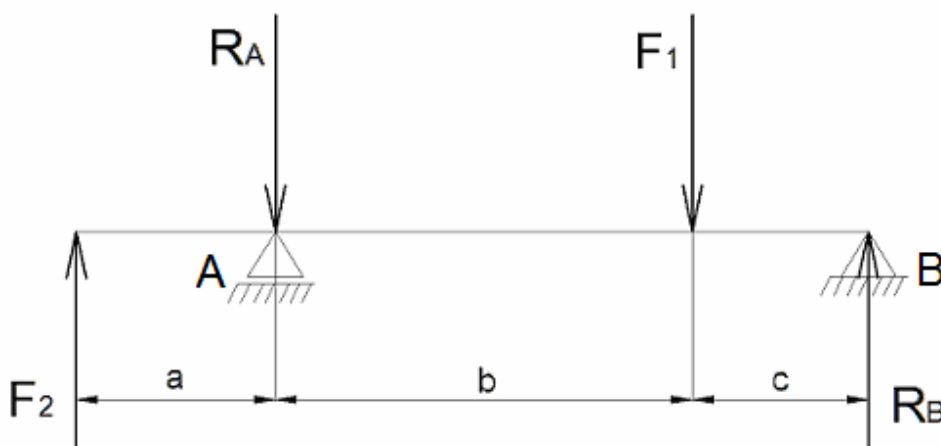
Na výstupním hřídeli z motoru je nasazena odstředivá spojka. Spojka obsahuje dvě stejná jehlová ložiska RNAO 35x47x18. Ložiska nesou vrchní kryt spojky, který při sepnutí přenáší kroutící moment na malou řemenici. Jelikož nejvíce zatěžované jehlové ložisko je pod řemenicí, zkontroluji pouze toto. Ložisko je umístěno přímo pod malou řemenicí, tzn. že přenáší celou sílu  $F_V = 541,89 \text{ N}$ . Viskozitu mazacího oleje volím dle výpočtu SKF [15], kde pro moje podmínky (otáčky, teplota) vychází  $\nu = 10,2 \text{ mm}^2 / \text{s}$ . Výsledky výpočtu životnosti ložiska jsou zobrazeny na obr. 14.1. Základní hodinová trvanlivost ložiska je  $L_{10h} > 1000\,000 \text{ hod}$ . Vysoká hodinová trvanlivost ložiska platí i pro použití součinitele  $a_{SKF}$ , kde  $L_{10mh} > 1000\,000 \text{ hod}$ .

Select $\eta_c$		Bearing		RNAO 35x47x18	
0.15		$F_w$ , mm	35		
		D, mm	47		
		C, kN	26.4		
		$P_u$ , kN	5.3		
		P, kN	0.54189		
		n, r/min	3600		
		$\nu$ , mm <sup>2</sup> /s	10.2		
		Calculate			
		$L_{10}$	422300	$L_{10h}$	> 1000000
$\kappa$	0.999				
$\nu_1$	10.2				
$a_{SKF}$	8.03	$L_{10m}$	> 1000000	$L_{10mh}$	> 1000000
Old $a_{23}$ method for comparison					
$a_{23}$	0.998	$L_{10a}$	421600	$L_{10ah}$	> 1000000

Obr. 14.1 Životnost jehlového ložiska

## 14.2 Valivá ložiska na předlohovém hřídeli

Předlohový hřídel, který je výstupní z redukce, přenáší zatížení od dvou řemenových kol. V redukci od zatížení prvního převodu a na výstupu z redukce, kde je malá řemenice druhého řemenového převodu. Předlohový hřídel je osazen válečkovými ložisky NU1006. Vzhledem k tomu, že ložiska nejsou umístěna přímo pod řemenicemi, přepočítám velikost těchto sil, která působí v místě ložiska, viz. obr. 14.2. Síly  $F_1$  a  $F_2$  představují zatížení od obvodových sil řemenic.



Obr. 14.2 Rozklad sil na předlohovém hřídeli

Momentová podmínka rovnováhy

$$\begin{aligned}\sum M_{iB} &= 0 \\ F_2 \cdot (a + b + c) - R_A \cdot (b + c) - F_1 \cdot c &= 0 \\ R_A &= \frac{F_2 \cdot (a + b + c) - F_1 \cdot c}{b + c} \\ R_A &= \frac{1,1846 \cdot (22 + 60 + 20) - 0,54189 \cdot 20}{60 + 20} \\ R_A &= 1,375 \text{ kN}\end{aligned}\tag{14.1}$$

Podmínka rovnováhy posouvajících sil

$$\begin{aligned}\sum F_i &= 0 \\ F_2 - R_A - F_1 + R_B &= 0 \\ R_B &= F_1 + R_A - F_2 \\ R_B &= 0,54189 + 1,375 - 1,1846 \\ R_B &= 0,732 \text{ kN}\end{aligned}\tag{14.2}$$

Výsledné síly  $R_A$  a  $R_B$  působí v místě ložiska. Tyto zadám pro výpočet životnosti. Na obrázku obr. 14.3 jsou výsledky životnosti pro ložisko v místě B. V porovnání s životností druhého válečkového ložiska (obr. 14.4) v místě A (obr. 14.2) je zřejmé, že má mnohem vyšší hodnotu hodinové životnosti. To je dáno faktem, že ložisko v místě A je zatíženo silou od malé řemenice druhého převodu. Síla v druhém převodu oproti síle v prvním převodu je cca dvojnásobná. Z toho důvodu jsou životnosti válečkových ložisek tak rozdílné. Při uvažování, jak často bude motokára v provozu, kde mám na mysli každodenní provoz kolem 4hodin, je hodinová životnost ložiska v místě A cca 30let.

Select $\eta_c$		Bearing	NU 1006
0.3 ▼		d, mm	30
		D, mm	55
		C, kN	17.9
		$P_u$ , kN	1.86
		P, kN	0.732
		$n$ , r/min	1800
		$v$ , mm <sup>2</sup> /s	13.6
<a href="#">Calculate</a>			

		$L_{10}$	42400	$L_{10h}$	393000
$\kappa$	1				
$v_1$	13.6				
$a_{SKF}$	2.4	$L_{10m}$	101700	$L_{10mh}$	941600

Old  $a_{23}$  method for comparison

$a_{23}$	1	$L_{10a}$	42400	$L_{10ah}$	392900
----------	---	-----------	-------	------------	--------

Obr. 14.3 Životnost válečkového ložiska u velké řemenice



Select $\eta_c$	Bearing	NU 1006
0.3	d, mm	30
	D, mm	55
	C, kN	17.9
	$P_u$ , kN	1.86
	P, kN	1.375
	n, r/min	1800
	v, mm <sup>2</sup> /s	13.6
	<input type="button" value="Calculate"/>	

	$L_{10}$	5190	$L_{10h}$	48100	
$\kappa$	1				
$v_1$	13.6				
$a_{SKF}$	1.07	$L_{10m}$	5540	$L_{10mh}$	51300

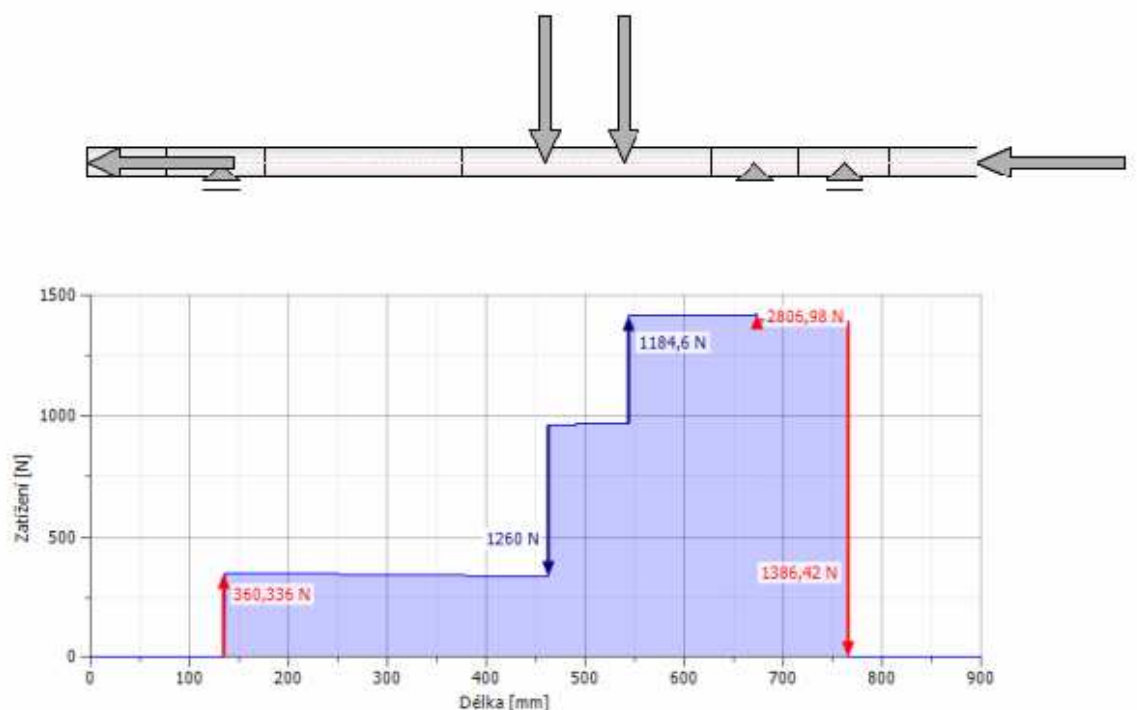
Old  $a_{23}$  method for comparison

$a_{23}$	1	$L_{10a}$	5190	$L_{10ah}$	48000
----------	---	-----------	------	------------	-------

Obr. 14.4 Životnost válečkového ložiska u malé řemenice

### 14.3 Valivá ložiska na zadní ose motokáry

Zadní osa motokáry patří mezi nejvíce zatěžované prvky motokáry, což má za následek osazení rovnou třemi valivými ložisky. Jelikož bylo provedeno tenzometrické měření při provozu motokáry na testovací dráze, vím jaké axiální síly zde působí. Pro výpočet použiji hodnoty axiálních sil z diplomové práce pana Bc. Víta Šatného [8]. Protože je zadní osa opatřena třemi ložisky, jedná se o výpočet staticky neurčitého nosníku. Výpočet sil působících v jednotlivých podporách jsem provedl počítačovým softwarem [19]. V Inventoru jsem zadal axiální a radiální síly. Mezi radiálními silami jsou síla od vlastní hmotnosti motokáry přepočítaná na zadní osu  $F_G$  a síla od řemene, který pohání zadní osu motokáry  $F_V$ . Radiální síly nepůsobí v jedné rovině, nýbrž v rovinách na sebe kolmých. Na obrázku obr. 14.5 jsou graficky vyznačeny výsledné síly působících v podporách. Jedná se tedy o síly zatěžující ložisko. Je patrné, že největší zatížení ponese prostřední ložisko, které je chyceno pevně. Podpory 1 až 3 jsou počítané z levé strany zobrazené hřídele.



Index	Typ	Umístění	Reakční síla			
			XY	XZ	Velikost	Axiální zatížení
1	Volný	135 mm	330,470 N	-143,638 N	360,336 N	
2	Pevná	674 mm	2070,332 N	-1895,486 N	2806,982 N	-605,000 N
3	Volný	765 mm	-1091,766 N	854,524 N	1386,422 N	

*Obr. 14.5 Síly v podporách*

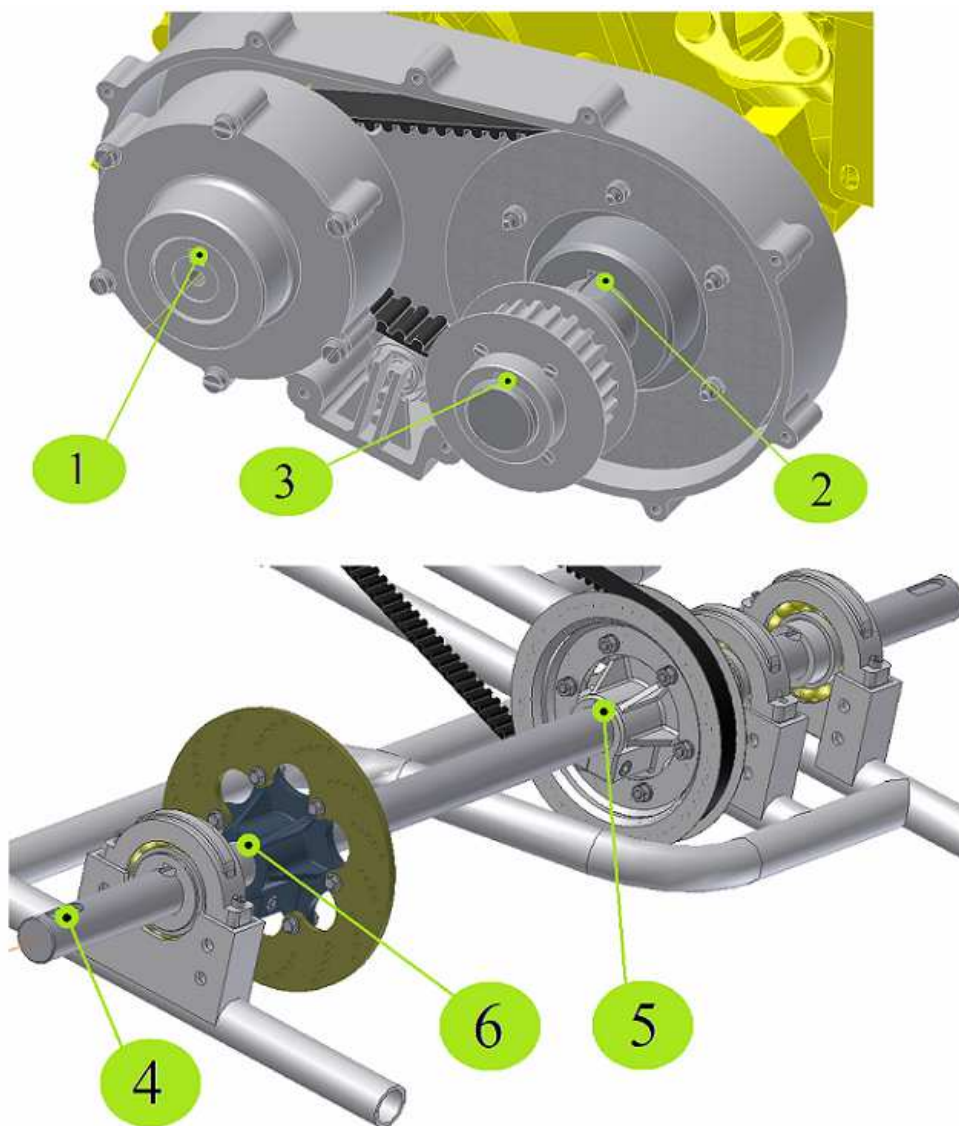
Od firmy SKF [15] volím pro zadní osu valivá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem 7208 BECBJ. Výpočet nejzatíženějšího ložiska, v druhé podpoře, je zobrazen na obr. 14.6. Musím brát v úvahu jak radiální, tak axiální zatížení. SKF toto provedla a počítá nyní se zatížením  $P = 2,81 \text{ kN}$ . Výsledná životnost ložiska je poté  $L_{10h} = 50300 \text{ hod}$ .

Select $\eta_c$		Bearing	7208 BECBJ		
0.15 ▾		d, mm	40		
		D, mm	80		
		C, kN	36.4		
		$P_u$ , kN	1.1		
		P, kN	2.81		
		$n$ , r/min	720		
		$v$ , mm <sup>2</sup> /s	20.2		
<a href="#">Calculate</a>					
		$L_{10}$	2170	$L_{10h}$	50300
$\kappa$	0.999				
$v_1$	20.2				
$a_{SKF}$	1.11	$L_{10m}$	2400	$L_{10mh}$	55600
Old $a_{23}$ method for comparison					
$a_{23}$	0.998	$L_{10a}$	2170	$L_{10ah}$	50200

Obr. 14.6 Životnost nejzatěžovanějšího ložiska na hnací hřídeli

## 15. Kontrola per

V celé sestavě pohonu motokáry jsem použil celkem *10krát* spojení perem. Pera nejvíce zatěžovaná (obr. 15.1) zkontroluji na otlacení pomocí programu [19]. Dovolенý tlak pro pera je, dle [14],  $p_D = 130 \text{ MPa}$ . Na obrázcích níže si můžeme prohlédnout výsledky výpočtu jednotlivých per. Nejvyšší bezpečnost vyšla na hřídeli z motoru (obr. 15.2) a na předlohovém hřídeli pod řemenicí prvního převodu (obr. 15.3). Na obr. 15.4 máme výsledek bezpečnosti pera pod malou řemenicí druhého řemenového převodu. Dle očekávání nejnižší bezpečnost pera vyšla pod brzdovým kotoučem (obr. 15.7), kde nastává při prudkém brzdění největší zatížení. Kdybych chtěl být více na straně bezpečnosti, bylo by potřeba udělat drobné konstrukční změny, které by vedly např. k vložení pera větší délky.



Obr. 15.1 Kontrolovaná pera

Výkon	P	4,800 kW
Svěrný moment	T	36,000 N m
Šířka pera	b	6,000 mm
Výška pera	h	6,000 mm
Délka pera	l	56,000 mm
Funkční délka	$l_f$	50,000 mm
Vypočtený tlak	$p_c$	29,150 MPa
Bezpečnost	S	4,460 ul
Výpočet skončil úspěšně!		

Obr. 15.2 Pero č.1

Výkon	P	4,800 kW
Svěrný moment	T	72,000 N m
Šířka pera	b	10,000 mm
Výška pera	h	8,000 mm
Délka pera	l	50,000 mm
Funkční délka	$l_f$	40,000 mm
Vypočtený tlak	$p_c$	31,250 MPa
Bezpečnost	S	4,160 ul
Výpočet skončil úspěšně!		

Obr. 15.3 Pero č.2

Výkon	P	4,800 kW
Svěrný moment	T	72,000 N m
Šířka pera	b	8,000 mm
Výška pera	h	7,000 mm
Délka pera	l	32,000 mm
Funkční délka	$l_f$	24,000 mm
Vypočtený tlak	$p_c$	69,124 MPa
Bezpečnost	S	1,881 ul
Výpočet skončil úspěšně!		

Obr. 15.4 Pero č.3

Výkon	P	4,800 kW
Svěrný moment	T	110,363 N m
Šířka pera	b	10,000 mm
Výška pera	h	8,000 mm
Délka pera	l	32,000 mm
Funkční délka	$l_f$	22,000 mm
Vypočtený tlak	$p_c$	92,898 MPa
Bezpečnost	S	1,399 ul
Výpočet skončil úspěšně!		

Obr. 15.5 Pero č.4

Výkon	P	4,800 kW
Svěrný moment	T	180,000 N m
Šířka pera	b	10,000 mm
Výška pera	h	8,000 mm
Délka pera	l	45,000 mm
Funkční délka	$l_f$	35,000 mm
Vypočtený tlak	$p_c$	95,238 MPa
Bezpečnost	S	1,365 ul
Výpočet skončil úspěšně!		

Obr. 15.6 Pero č.5

Výkon	P	4,800 kW
Svěrný moment	T	220,725 N m
Šířka pera	b	10,000 mm
Výška pera	h	8,000 mm
Délka pera	l	50,000 mm
Funkční délka	$l_f$	40,000 mm
Vypočtený tlak	$p_c$	102,18 MPa
Bezpečnost	S	1,272 ul
Výpočet skončil úspěšně!		

Obr. 15.7 Pero č.6

## 16. Závěr

Provedl jsem průzkum všech stávajících typů konstrukcí pohonu motokár. Ze všech možných variantních řešení jsem vybral jedno, které jsem následně zpracoval.

Zvolil jsem motokáru typu Go-kart, která je určená pro hobby účely. O pohon motokáry se stará spalovací motor a točivý moment přenáší na zadní osu dva převody ozubeným řemenem. Na zadní ose je umístěna jedna kotoučová brzda.

Úkolem bylo navržení a konstrukce pohonu motokáry. Dle zadání jsem měl brát v úvahu motor od firmy Briggs & Stratton. Kvůli zmiňovaným problémům v kapitole 8, jsem se nakonec rozhodnul pro spalovací motor Honda GX200. K tomuto rozhodnutí mě vedl i fakt, že motokára zapůjčená k měření byla osazena stejným typem motoru.

Z tabulkových hodnot motoru jsem navrhnul odstředivou spojku. Spojka se skládá ze čtyř čelistí opatřených pružinami a je navržena tak, aby byla schopna přenést maximální výkon motoru a nedocházelo k prokluzu a zároveň splňovala podmínku rozepnutí při volnoběžných otáčkách motoru.

Pro přenos kroutícího momentu motoru na kola jsem zvolil dva převody ozubeným řemenem. Rád bych zdůraznil, že se jedná o první variantu tohoto druhu. Zpravidla mají motokáry v redukci převod řetězem. Rozhodnutím pro řemenový převod v redukci jsem omezil zvýšené požadavky na těsnost redukce, chod redukce bude tišší oproti řetězovému převodu. Jedinou nevýhodou redukce s řemenovým převodem se tak může zdát pouze o něco větší rozměry způsobené šířkou řemenic.

Abych správně zkontroloval zadní osu na únavu, musel jsme určit nejvíce zatěžované místo na ose a zjistit jaká velikost napětí zde působí. Předpokládám, že největší zatížení bude pod brzdovým kotoučem. Provedl jsem výpočet brzdného momentu pro tři různé úvahy. Nejhorší varianta, kdy nastane největší brzdný moment, je při brzdění se zablokovanými koly. V ten moment je zadní osa vystavena momentu o velikosti  $M_B = 220,725 \text{ Nm}$ .

Pro ověření teoreticky odvozených hodnot jsem provedl tenzometrické měření točivého momentu při jízdě (viz kap. 9). Když se podíváme na obr. 9.12, kde je zobrazen 3D diagram Rainflow z výsledků měření, uvidíme, že největší naměřená hodnota momentu je

209,42Nm. Tato velikost byla naměřena na konci měření, po ujetí pěti testovacích kol, kdy se jezdec vracel do boxu a prudce brzdil, viz obr. 9.11. Ověřil jsem si tak, že naměřené hodnoty jsou opravdu velice blízké hodnotám vypočítaných. Rozdíl hodnot se pohybuje kolem 5%, což považuji za velice dobrý výsledek. S prvním porovnáním měřených a vypočítaných výsledků jsem se setkal již při návrhu řemenového převodu. Jedná se o sílu  $F_v$ . Zde jsem zaznamenal o něco větší procentuální rozdíl. Pohyboval jsem se kolem 10%. Avšak je na místě uvažovat, že ne každý sériově vyráběný motor má totožné výkonnostní křivky. V konečném výsledku bych řekl, že tenzometrické měření bylo pro diplomovou práci velkým přínosem.

Zadní osu jsem kontroloval na únavu. Jelikož jsou na ose pera, která se chovají jako vruby, byla potřeba zjistit mez únavy vrubované součásti  $\tau_c^*$ . Dále jsem z brzdného momentu určil nejvyšší napětí zatěžující zadní osu. Při porovnání napětí od brzdění s napětím vrubované součásti – zadní osy jsem zjistil, že se pohybujeme pod mezí únavy. S nadsázkou bych mohl říci, že zadní osa vydrží nekonečný počet cyklů zatížení. Toto platí za předpokladu, že stav zadní osy bude stále stejný a nedojde např. ke korozi, která výrazně sníží hodnotu meze únavy vrubované součásti.

V dalším bodě jsem zkontroloval životnost použitých ložisek. Z celého pohonu motokáry je nejzatěžovanější ložisko na zadní ose, kde vychází životnost kolem 50300hod provozu. Při úvaze, že motokára bude denně v provozu 2hod je životnost ložiska několik desítek let.

Posledním krokem byla kontrola per, která skončila kladně.

## 17. Použitá literatura

- [1] Folta, Z.; *Základní principy odporové tenzometrie. Odporová tenzometrie* [online]. 2009 [cit. 2009-5-12], s.10-14. Dostupný z www: <http://www.347.vsb.cz/staff/folta>
- [2] Hosnedl, S.; Krátký, J.: *Příručka strojního inženýra 2*, Computer Press, Praha 2000, ISBN 80-7226-202-5
- [3] Král, Š. a kol.: *Části a mechanismy strojů II. díl*, STU, Bratislava 2002, ISBN 80-227-1723-1
- [4] Moravec, V.: *Mechanické a hydraulické převody*, VŠB-TUO, Ostrava 2008, ISBN 978-80-248-1057-7
- [5] Moravec, V.; Pišťáček, D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*, VŠB-TUO, Ostrava 2007, ISBN 978-80-248-0980-9
- [6] Vávra, P.; Řasa, J.; Leinveber, J.: *Strojnické tabulky*, Scientia, Praha 1999, ISBN 80-7183-164-6
- [7] Vlk, F.: *Podvozky motorových vozidel*, Brno 2006, ISBN 80-239-6464-X
- [8] Šatný, Vít. *Výpočet těžiště*. Ostrava, 2009. 2 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.
- [9] *Pružiny* [online]. 1998 [cit. 2009-05-12]. Dostupný z WWW: <[www.alkomex.cz](http://www.alkomex.cz)>
- [10] *Koeficient tření* [online]. 2003 [cit. 2009-05-12]. Dostupný z WWW: <<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>>
- [11] *Brzdy pro motokáru* [online]. 2005 [cit. 2009-05-12]. Dostupný z WWW: <[www.haase.it](http://www.haase.it)>
- [12] *Motorů Honda* [online]. 2001 [cit. 2009-05-12]. Dostupný z WWW: <[www.honda-engines.com](http://www.honda-engines.com)>
- [13] *Komponenty motokár* [online]. 1999 [cit. 2009-05-12]. Dostupný z WWW: <[www.kart24.de](http://www.kart24.de)>
- [14] *Brzdové obložení* [online]. 2004 [cit. 2009-05-12]. Dostupný z WWW: <[www.sittech.cz/brzdove/5820.htm](http://www.sittech.cz/brzdove/5820.htm)>
- [15] *Ložiska* [online]. 1998 [cit. 2009-05-12]. Dostupný z WWW: <[www.skf.com](http://www.skf.com)>
- [16] *Řemenové převody* [online]. 2004 [cit. 2009-05-12]. Dostupný z WWW: <[www.tyma.cz](http://www.tyma.cz)>
- [17] *Wikipedia* [online]. 2000 [cit. 2009-05-12]. Dostupný z WWW: <[www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org)>
- [18] WEISANG, FlexPro7, verze 7.0.14, 1991-2005
- [19] AUTODESK, Autodesk Inventor Professional 2008, verze Build: 254, 1996-2007



## **18. Přílohy**

- 1) Výkres sestavy: MOTOKÁRA, označení: SAT-S
- 2) Výkres podsestavy: REDUKCE, označení: SAT040-01
- 3) Výrobní výkres: PŘEDLOHOVÝ HŘÍDEL, označení: SAT040-02